

Научная статья
УДК 621.432

Повышение работоспособности механизма газораспределения с траверсой среднеоборотного двигателя

Николай Дмитриевич Чайнов¹, Андрей Николаевич Краснокутский²,
Андрей Алексеевич Варшавский³

^{1,2,3}Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Москва, Россия

¹ndchainov@yandex.ru

²krasnokutsky07@mail.ru

³andrew_warsaw@mail.ru

Аннотация. Повышение работоспособности механизма газораспределения (МГР) с траверсой среднеоборотных дизелей имеет большое практическое значение.

Конструкция звеньев механизма должна обеспечивать как надежность работы клапанов во всем диапазоне скоростных режимов и нагрузок, возникающих при эксплуатации двигателя, так и долговечность всех деталей без усложнения конструкции.

В статье приводятся результаты расчета элементов МГР с траверсой, даны рекомендации по повышению их работоспособности. Проведен расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) контактной пары «тарелка-сухарик-стержень клапана» среднеоборотного двигателя Ч126, Ч31.

Расчеты выполнены для клапанной группы впускных клапанов с учетом большей массы и, соответственно, большего инерционного момента клапана. Проведен анализ напряженно-деформированного состояния сходного варианта конструкций сухариков, тарелки, клапана и измененных конструкций указанных деталей. В результате расчета НДС клапанной группы с измененной конструкцией сухариков и тарелки клапана получено значительное снижение максимальных напряжений с их более равномерным распределением по поверхности на режиме максимальной мощности.

Ключевые слова: механизм газораспределения, прочностная надежность, траверса, толкатель, сухарики.

Для цитирования: Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Варшавский А.А. Повышение работоспособности механизма газораспределения с траверсой среднеоборотного двигателя // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2023. №1(35).

Original article

Increasing the performance of the gas distribution mechanism with traverse medium-speed engine

Nikolai D. Chainov ¹, Andrey N. Krasnokutsky ², Andrey A. Varshavsky ³

^{1,2,3} Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

¹ndchainov@yandex.ru

²krasnokutsky07@mail.ru

³andrew_warsaw@mail.ru

Abstract. Increasing the efficiency of the gas distribution mechanism (GDM) with a traverse of medium-speed diesel engines is of great practical importance.

The design of the mechanism links should ensure both the reliability of the valves in the entire range of speed modes and loads encountered during engine operation, and the durability of all parts without complicating the design.

The article presents the results of the calculation of the elements of the GDM with a traverse, recommendations are given to improve their performance. The calculation of the stress-strain state (SSS) of the contact pair "plate-crackers-valve stem" of a medium-speed engine FT26,5/31 was carried out.

Calculations are made for the valve group of inlet valves, taking into account the greater mass and, accordingly, the large forces of inertia of the valve. An analysis of the SSS of the initial version of the designs of crackers, plate, valve and modified designs of these parts was carried out. As a result of the calculation of the stress-strain state of the valve group with a modified design of crackers and valve discs, significant reduction in maximum stresses with their more uniform distribution over the surface in the maximum power mode has been obtained.

Keywords: gas distribution mechanism, strength reliability, traverse, pusher, crackers.

For citation: Chainov N.D., Krasnokutsky A.N., Varshavsky A.A. Increasing the performance of the gas distribution mechanism with traverse medium-speed engine. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2023. №1 (35).

Введение. МГР оказывает непосредственное влияние на формирование основных характеристик двигателя в широком диапазоне изменения скоростных и нагрузочных режимов работы. Конструкции МГР отличаются большим разнообразием, в зависимости от принятой компоновочной схемы [1].

Нередко при эксплуатации высокофорсированных среднеоборотных двигателей случаются выходы из строя элементов МГР, такие как:

- 1) обрыв стержня клапана в месте установки сухарей;
- 2) задир направляющей втулки клапана;

- 3) обрыв направляющего штока траверсы (в МГР с сочлененными клапанами);
- 4) разрушение тарелки клапана;
- 5) излом клапанных пружин;
- 6) изгиб штанги;
- 7) разрушение рычага (коромысла).

Трудность создания газораспределительного механизма вновь проектируемых высокофорсированных среднеоборотных двигателей, удовлетворяющего требованиям по надежности работы всех входящих в него звеньев, непрерывно возрастает. Это обусловлено повышением напряженности деталей механизма газораспределения.

В четырехклапанных крышках цилиндров движение клапанов, при тандемном их расположении, можно организовать с помощью траверсы. Траверсы передают усилия от кулачков через штанги, рычаги (коромысла) сразу обоим одноименным клапанам: паре впускных или паре выпускных клапанов в случае четырёхтактного двигателя [1] или всем выпускным клапанам в случаях двухтактного двигателя [2].

Следует отметить, что применение траверсы требует тщательной тарировки клапанных пружин при идентичности их характеристик, а также одинаковых зазоров на верхнем торце стержней объединённой пары клапанов во избежание перекосов траверсы (рис. 1). Последнее приводит к повышенному износу, а иногда и к поломке. Известны конструкции «качающихся» на шарнирах шайб, обеспечивающих более надежную работу механизма при различии усилий пружин и неодинаковых зазорах.

Однако даже при полном выполнении требований по идентичности характеристик пружин и зазоров во время работы МГР на траверсу при повороте рычага l вокруг центра O (рис. 1), действует боковая сила N , которая вызывает изгиб направляющего штока 2 , по которому перемещается траверса 3 .

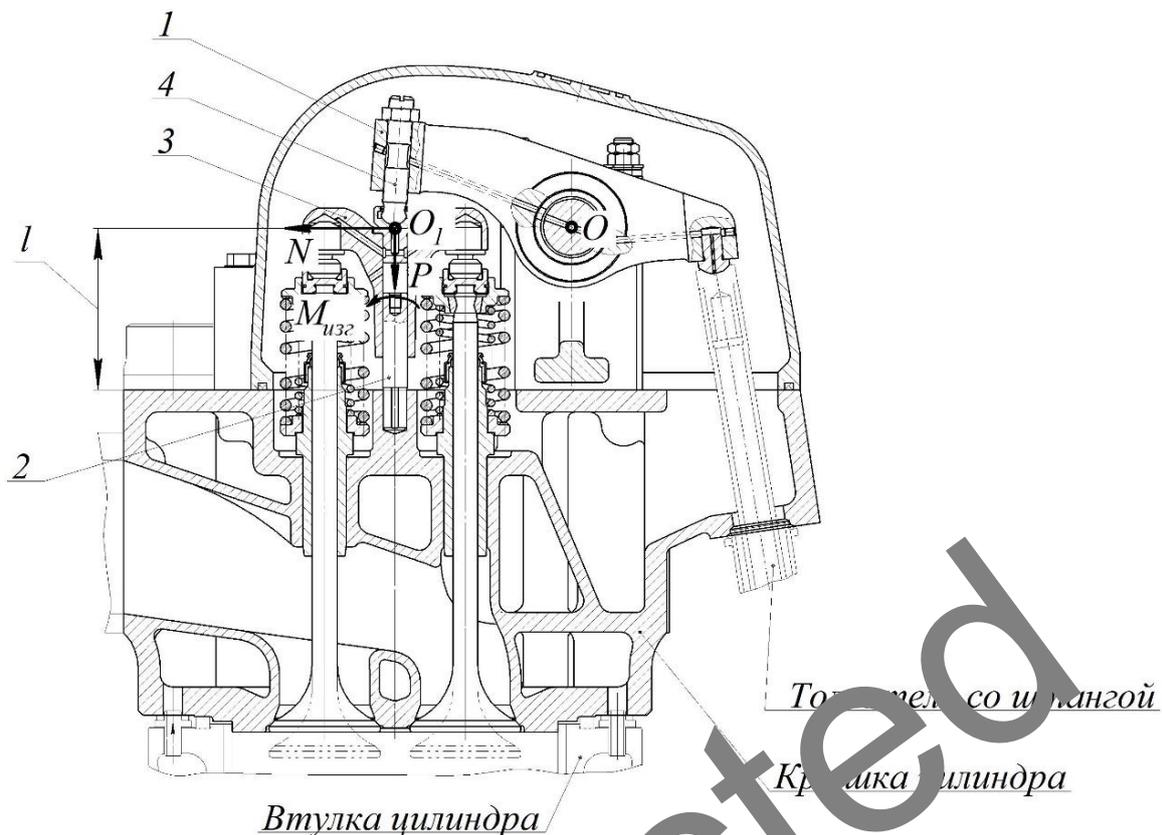


Рис. 1. Механизм газораспределения с траверсой среднеоборотного двигателя ЧН26,5/31
1 – рычаг, 2 – шток, 3 – траверса, 4 – толкатель

В положении, когда клапаны закрыты, линия $O-O_1$, соединяющая центр качания рычага O и точку O_1 головки толкателя 4, перпендикулярна оси перемещения траверсы и боковая сила $N = 0$. По мере поворота рычага на угол φ и перемещения траверсы при открытии клапанов сила N увеличивается, составляя:

$$N = P \cdot \operatorname{tg}(\varphi), \quad (1)$$

где P – сила, действующая на траверсу через сферическую головку толкателя. Сила P равна сумме усилий пружин, сил инерции обоих клапанов, перемещающихся с траверсой, и усилий от перепада давлений газовой среды на головках клапанов. Последнее незначительно влияет на величину P . Величина силы P определяется характеристиками пружин,

профилем кулачка и массой подвижных элементов узла (траверсы, клапанов, пружин, тарелок, сухариков и др.).

Возникающая боковая сила N создаёт изгибающий момент $M_{изг}$, действующий через траверсу на шток:

$$M_{изг} = N \cdot l \quad (2)$$

где l – расстояние от точки O_1 (центра головки толкателя до основания штока – места запрессовки штока в крышку цилиндра).

Применительно к механизму газораспределения двигателей типоразмерного ряда ЧН26,5/31 [3], масса $m_{сумм}$ цепочки элементов от траверсы, включая массу комплектов обоих клапанов, составляет:

$$m_{сумм} = 2 \cdot \left(m_{кл} + m_{колп.кл} + m_{сух} + m_{тарел} + \frac{1}{2} \cdot (m_{пр.нар} + m_{пр.вн}) \right) + m_{трав} + m_{колп.трав} = 6,469 \text{ [кг]}$$

Сила P при полностью открытых впускных клапанах, максимальном усилии пружин и заданном положительном ускорении $j_{кл} = 400 \text{ м/с}^2$ составляет:

$$P = m_{сумм} \cdot j_{кл} + P_{пр.сумм} = 7296 \text{ [Н]}$$

При заданном ходе клапана в момент его максимального открытия угол поворота рычага составляет порядка $\varphi = 8^\circ 12'$. Пересчетом со сборочного чертежа крышки цилиндра двигателя ЧН26,5/31 при полностью открытых впускных клапанах величина l в формуле (2) равна 12,45 см.

По формуле (2) величина изгибающего момента, действующего на шток, составляет:

$$M_{изг} = P \cdot \text{tg}(\varphi) \cdot l = 13089,35 \text{ [Н} \cdot \text{см]}$$

Напряжения изгиба в основании штока, по которому движется траверса:

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}} = 166,74 \text{ [МПа]}$$

где $W_{изг} = 0,785 \text{ [см}^3\text{]}, d_{штока} = 2 \text{ [см]}$.

Механизм газораспределения подвержен циклическому нагружению. Величина коэффициента запаса циклической прочности стального штока, выполненного из стали 40Х, $\sigma_{-1}=350$ МПа [4] при пульсирующем цикле составила 3,1.

Таким образом, при значении предела выносливости материала штока $\sigma_{-1}=350$ МПа запас циклической прочности штока достаточен. Имеющий место случай разрушения штока может быть следствием нарушения кинематики работы механизма газораспределения.

Если отмеченная выше поломка штока является скорее «эпизодической», имеющие место разрушения самого клапанного узкому сечению стержня в районе замка (сопряжения стержня клапана с разрезными сухариками) в ряде случаев имели место при работе двигателя. При этом температура клапана в районе замка несколько в отличие от головки, особенно выпускных клапанов, где она достигает 250°C и 560°C для выпускных и впускных клапанов рассматриваемого двигателя [5].

На рисунке 2 представлено распределение монтажных напряжений в элементах замкового механизма, включая верхнюю часть стержня клапана, при работе двигателя на режиме полной мощности.

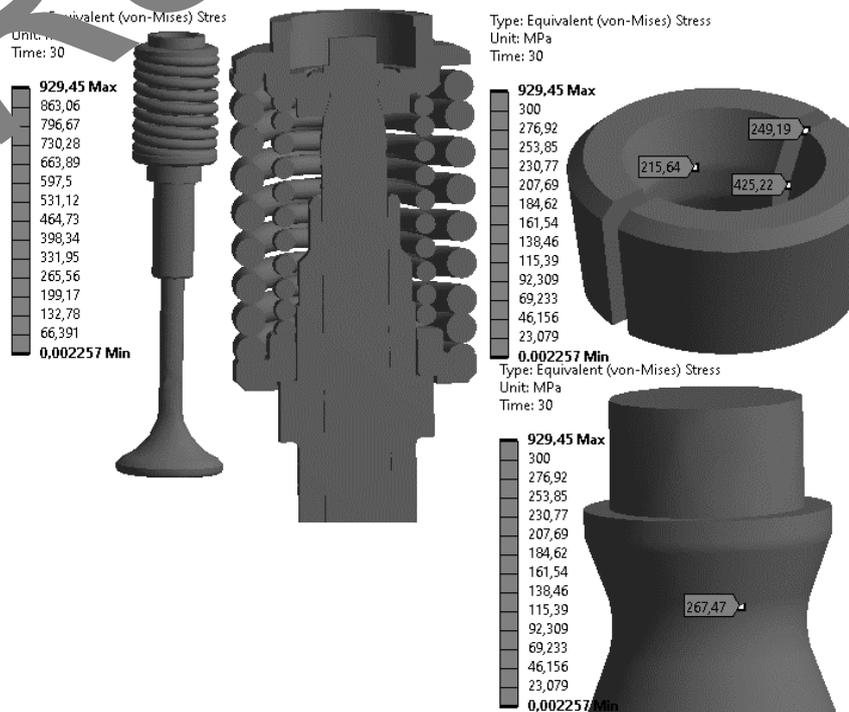


Рис. 2. Напряжения в элементах МГР двигателя ЧН26,5/31 при работе на режиме полной мощности

При сборке МГР в зоне замка стержня клапана возникают значительные монтажные напряжения как в самом стержне клапана, так и на кромках упомянутых «сухариков». Напряжения смятия, возникающие, например, в замках лопаток газовых турбин, составляют 200–400 МПа [6]. Напряжения обжатия на кромках в контактной паре клапана с «сухариками» (рис. 2) достигают 425 МПа.

Высокий уровень напряжений от монтажных нагрузок удалось снизить до 396 МПа (рис. 3) благодаря изменению профиля сопряжения элементов контактной пары «тарелка-сухарики-стержень клапана» по формуле конусности поверхностей сопряжения тарелки и разрезных сухариков. Значение угла было принято 6° против первоначального $8^\circ 45'$.

Максимальные напряжения в узком сечении стержня клапана в месте сопряжения с сухариками составили от 267 МПа для базовой и 223 МПа для измененной конструкции.

Напряжения от деформации обжатия в контактной паре клапана с сухариками достигают на кромках сухариков 678 МПа в базовой и 409 МПа в измененной конструкции (кромки сухариков не скруглены) (рис. 4).

Для снижения концентрации напряжений и их чрезмерного повышения предлагается в конструкцию сухариков внести изменения:

- увеличить высоту внутреннего фиксирующего пояса сухарика до 4 мм;
- вертикальные и наклонные кромки выполнить со скруглением $R=0,5$ мм;
- горизонтальные кромки на внутренней части сухариков выполнить со скруглением $R=1,0$ мм;
- все обработанные поверхности зашлифовать.



Рис. 3. Напряжения в контактной паре «сухарики-стержень клапана» измененной конструкции МГР

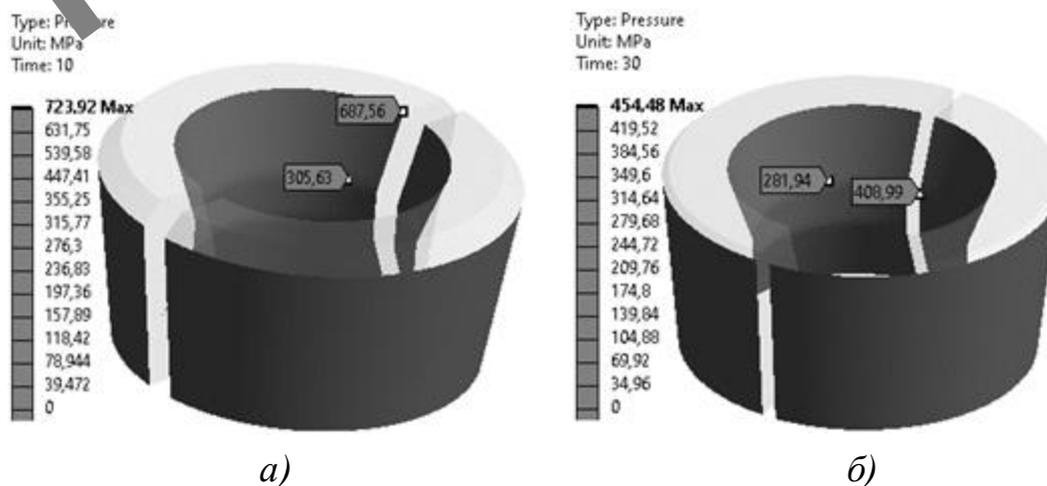


Рис. 4. Давление обжатия в сухариках:
а) базовая конструкция, б) измененная конструкция

На рисунке 5 показаны модели сухариков с предлагаемыми изменениями. Все дальнейшие расчеты были проведены для сухариков с увеличенным поясом и скругленными кромками.

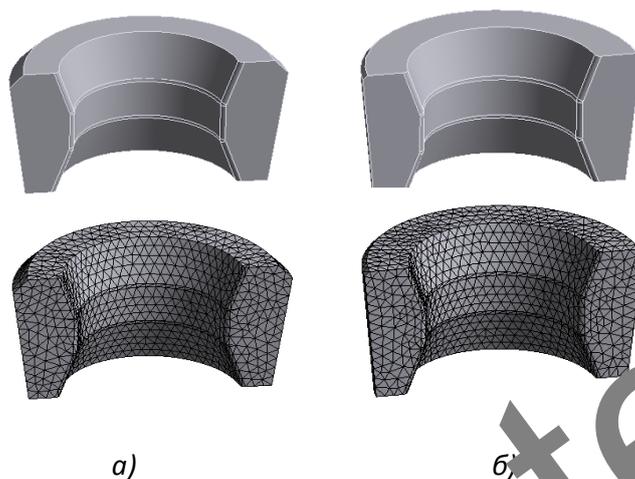


Рис. 5. Конечно-элементные модели базовых (а) и измененной (б) сухариков со скругленными кромками и увеличенной высотой пояса

На рисунках 6, 7 представлены расчеты распределения эквивалентных напряжений в деталях клапанной группы базовой (рис. 6) и измененной (рис. 7) конструкций сухариков со скругленными кромками.

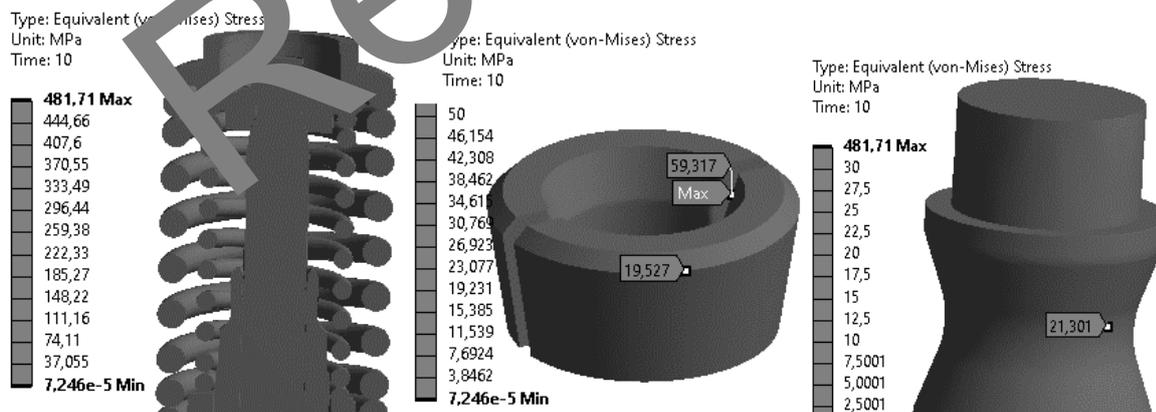


Рис. 6. Напряжения в деталях клапанной группы от монтажных нагрузок в базовой конструкции

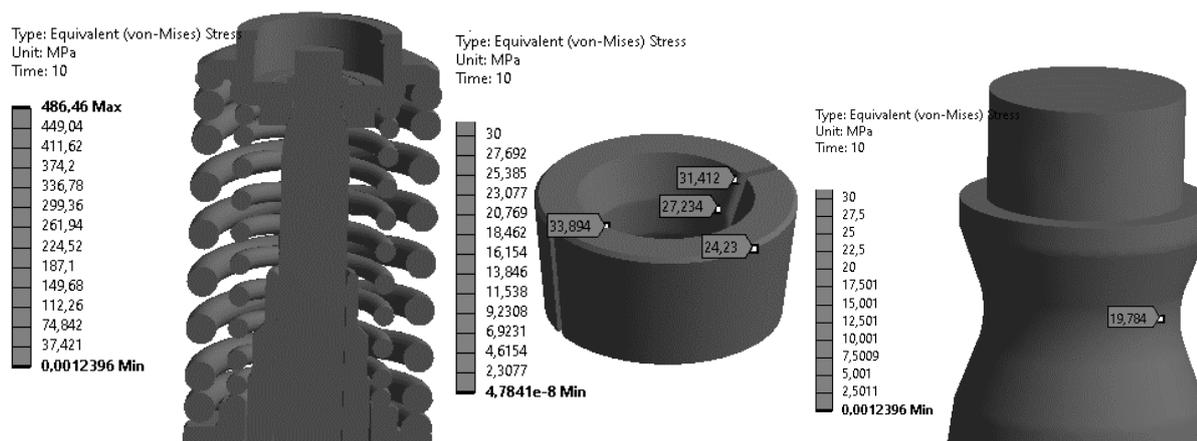


Рис. 7. Напряжения в деталях клапанной группы от монтажных нагрузок в измененной конструкции

Максимальные напряжения в стержне клапана оказываются в узком месте сопряжения с сухариками и составляют для обеих конструкций порядка 20 МПа. Максимальные напряжения в сухариках достигают на кромках порядка 60 МПа в базовой и 34 МПа в измененной конструкциях. Максимальные напряжения от давления обжатия в контактной паре клапана с сухариками достигают на кромках сухариков порядка 50 МПа для обеих конструкций.

Затем производился расчет НДС от действия максимальных нагрузок при работе двигателя. Максимальные напряжения в стержне клапана достигаются в узком месте сопряжения с сухариками и составляют для базовой конструкции 32 МПа, для измененной 44 МПа. Максимальные напряжения в сухариках достигают на кромках сухариков порядка 80 МПа в базовой и 59 МПа в измененной конструкциях.

Максимальные напряжения от давления обжатия в контактной паре клапана с сухариками достигают на кромках сухариков около 90 МПа для обеих конструкций.

Таким образом, благодаря изменению конструкции элементов клапанной группы (сухарики, тарелка клапана), удалось значительно снизить напряжения при их более равномерном распределении и повысить

работоспособность узла. Результаты проведенных расчетов НДС деталей МГР дизеля ЧН26,5/31 при максимальной суммарной нагрузке приведены в таблице 1.

Таблица 1

Напряжения в базовых и измененных конструкциях деталей клапанной группы при максимальной суммарной нагрузке

Максимальные значения напряжений	Базовые конструкции сухариков без скругленных кромок и центральным поясом высотой 3 мм	
	Конструкция с углом конусности по сопряжению тарелки и сухариков 8°45'	Конструкция с углом конусности по сопряжению тарелки и сухариков 6°
Эквивалентные напряжения в клапане	267 МПа	223 МПа
Эквивалентные напряжения в сухариках	425 МПа	396 МПа
Давление обжатия в контактах сухарики-клапан	38 МПа	409 МПа
	Измененные конструкции сухариков со скругленными кромками и центральным поясом высотой 4 мм	
	Конструкция с углом конусности по сопряжению тарелки и сухариков 8°45'	Конструкция с углом конусности по сопряжению тарелки и сухариков 6°
Эквивалентные напряжения в клапане	32 МПа	45 МПа
Эквивалентные напряжения в сухариках	80 МПа	59 МПа
Давление обжатия в контактах сухарики-клапан	88 МПа	95 МПа

Дальнейшее повышение работоспособности МГР двигателя ЧН26,5/31 требует более тщательного анализа работы клапанных пружин.

Выводы

1. Выполнен конечно-элементный расчет НДС элементов МГР для впускного клапана с базовой и измененной конструкциями контактной группы «тарелка-сухарики-стержень клапана» для условий монтажа и максимальных нагрузок (участок «минимальных» ускорений клапана).
2. Наиболее нагруженной зоной сухариков является их верхняя часть в районе кромок. Максимальные значения эквивалентных напряжений находятся на вертикальных кромках сухариков и составляют для базовой конструкции 425 МПа, а для измененной 396 МПа. На горизонтальных кромках напряжения достигают 216 МПа для базовой конструкции, а для измененной 206 МПа.
3. Максимальные значения давления обжатия на кромках сухариков для базовой конструкции на вертикальных кромках составили 678 МПа, а для измененной 409 МПа; на горизонтальных кромках: 305 МПа для базовой конструкции и 281 МПа для измененной. Указанные значения превышают рекомендованные напряжения обжатия в замках деталей.
4. Максимальные напряжения в стержне клапана от усилий пружин и сил инерции получены в узком сечении сопряжения с сухариками и составляют до 267 МПа для базовой и 223 МПа для измененной конструкции.
5. Максимальные значения напряжений и давлений обжатия носят выраженный локальный характер и значительно превышают максимальные значения вне кромок сухариков.
6. Для исключения локальных зон перекрытия и чрезмерных напряжений обжатия предлагается в обе конструкции сухариков внести изменения:
 - увеличить высоту внутреннего фиксирующего пояса сухарика до 4 мм;

- вертикальные и наклонные кромки выполнить с минимальным радиусом скругления $R=0,5$ мм;
- горизонтальные кромки на внутренней части сухариков выполнить с минимальным радиусом скругления $R=1,0$ мм;
- все обработанные поверхности зашлифовать.

Список источников

1. Конструирование и расчет поршневых двигателей / Н.Д. Чайнов [и др.].- Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – 536 с.
2. Проблемы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания / Материалы Всесоюз. науч.-техн. отраслевой и межвузовской конференции на Коломен. з-де им. В. В. Куйбышева. – М.: Машиностроение, 1968. - 303 с.
3. Рыжов, В.А. Особенности проектирования базовой модели шестерадиального типоразмерного ряда Д500К в современных условиях // В.А. Рыжов // Актуальные проблемы развития поршневых ДВС: Сборник докладов по материалам Межотраслевой научно-технической конференции, посвященной 120-летию Ваншейдта В.А., Санкт-Петербург, 2010. – С. 14-15.
4. Марочник сталей и сплавов / Сорokin В.Г. [и др.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
5. Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания / Чайнов Н.Д. [и др.]. – М.: Машиностроение, 2015. – 360 с.
6. Субачевский, Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей / Г.С. Субачевский. – М.: Машиностроение, 1981. – 550 с.

References

1. Chajnov N.D., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye i raschet porshnevyyh dvigatelej* (Design and calculation of piston engines), Moscow, BMSTU, 2018, 536 p.
2. *Materialy Vsesoyuz. nauch.-tekhn. otraslevoy i mezhvuzovskoy konferentsii na Kolomen. z-de im. V. V. Kuybysheva*, Moscow, Mashinostroyeniye, 1968, 303 p.
3. Ryzhov V.A. Aktual'nyye problemy razvitiya porshnevyykh DVS: Sbornik dokladov po materialam Mezhotraslevoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, posvyashchennoy 120-letiyu Vansheydta V.A, Saint Petersburg, 2010, pp. 14-15.
4. Sorokin V.G., Volosnikova A.V., Vjatkin S.A. *Marochnik stalej i splavov* (Steel and alloy grader), Moscow, Mashinostroyeniye, 1989, 360 p.

5. Chainov N.D., Raenko M.I., Ryzhov V.A. *Prochnost teponaprjazhennyh bazovyh detalej sredneoborotnyh dvigatelej vnutrennego sgoranija* (Strength of heat-stressed base parts of medium-speed internal combustion engines), Moscow, Mashinostroyeniye, 2015, 360 p.

6. Skubachevskij G.S. *Aviacionnye gazoturbinnye dvigateli. Konstrukcija i raschet detalej* (Aircraft gas turbine engines. Design and calculation of parts), Moscow, Mashinostroyeniye, 1981, 550 p.

Статья опубликована по итогам международной научно-технической конференции «10-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса».

Рецензент: М.Г. Шатров, д-р техн. наук, проф., МАДИ

Информация об авторах

Чайнов Николай Дмитриевич, д-р техн. наук, проф., МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Краснокутский Андрей Николаевич, канд. техн. наук, доц., МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Варшавский Андрей Алексеевич, аспирант, МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Information about the authors

Chainov Nikolai D., Dr. Sc., professor, BMSTU.

Krasnokutsky Andrey N. Ph.D., associate professor, BMSTU.

Varshavsky Andrey A., postgraduate, BMSTU.

Статья поступила в редакцию 28.02.2023; одобрена после рецензирования 01.03.2023; принята к публикации 21.03.2023.

The article was submitted 28.02.2023; approved after reviewing 01.03.2023; accepted for publication 21.03.2023.