

Из графика видно, что значение $\sigma_{\text{экв}}$ в месте начала радиуса сопряжения значительно уменьшилось и опасной, с точки зрения разрушения, стала точка в центре мембраны.

УДК 621.52

Кирюхова С.А.

ОХЛАЖДЕНИЕ ДВУХРОТОРНЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

БНТУ, Минск, Республика Беларусь
Научный руководитель: Бабук В.В.

Двухроторные насосы (насосы типа Рутса) могут работать при давлении на входе от атмосферного до $5 \cdot 10^{-2}$ Па. Наиболее часто их используют для поддержания рабочего давления 10^2 – 10^{-1} Па в установках с большим газоотделением.

Принцип действия:

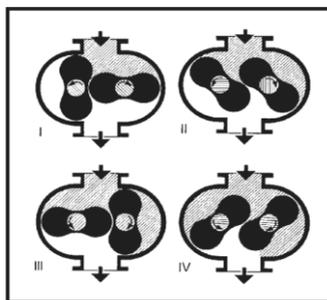


Рисунок 1 – Принцип действия двухроторного насоса

Двухроторные вакуумные насосы имеют рабочую полость, которая соединяется с окном всасывания. Откачиваемый газ заполняет рабочую полость между корпусом и двумя роторами сложного очертания и при дальнейшем вращении роторов, отсекается от окна всасывания. При совмещении с окном нагнетания происходит выравнивание давления в рабочей полости и линии нагнетания, т.е. происходит процесс внешнего сжатия.

Затем газ выталкивается роторами в полость нагнетания. Синхронизирующее вращение роторов и зазор между ними обеспечивают синхронизирующие шестерни, смонтированные на валах роторов. Так как между роторами, а также между роторами и корпусом поддерживается гарантированный зазор, в полость сжатия газа смазочный материал не подается.

С целью расширения диапазона давлений, в котором возможна непрерывная работа насоса, иногда в конструкциях применяется дополнительное охлаждение роторов. Так, в насосах больших размеров охлаждение осуществляется путем циркуляции масла через полые валы и каналы в самих лопастях роторов. В небольших насосах внутри выпускаемого патрубка может быть установлен холодильник. Пульсации давления в выпускном патрубке насоса эффективно используются для переноса тепла от роторов к холодильнику. Решение получено путем введения циркуляции охлаждаемого газа.

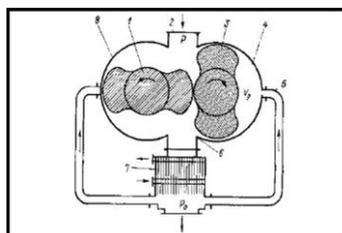


Рисунок 2 – Схема двухроторного вакуумного насоса с циркуляцией охлажденного газа

На рисунке 2 показана схема двухроторного вакуумного насоса с циркуляцией охлажденного газа. Роторы 1 и 3 вращаются в корпусе 8. На плоских сторонах овала размещены впускной 2 и выпускной 6 патрубки. К выпускному патрубку присоединен холодильник 7. В период, когда рабочее пространство 4 отделено ротором от впускного и выпускного патрубков, охлажденный в холодильнике 7 газ по боковым трубопроводам 5 подается в рабочее пространство 4, наполняя его до выпускного

давления. Таким образом, при циркуляции охлаждаемого газа тепло, выделяемое в насосе, отводится непосредственно в момент его выделения, т. е. в процессах сжатия и выхлопа газа.

Эффективность такого охлаждения настолько велика, что при соответствующей конструкции холодильника 7 и достаточном сечении боковых трубопроводов 5 насосы этого типа могут быть использованы при любых перепадах давления. Поскольку изменение скорости вращения роторов вызывает одновременное и пропорциональное изменение количества выделяемого в насосе тепла и количества циркулирующего охлаждаемого газа, то в результате температура работающего насоса не зависит от скорости вращения роторов. Точно рассчитать повышение температуры насоса достаточно трудно, так как сложно учесть радиационный и конвективный теплообмен с окружающей средой. Если же теплообменам с окружающей средой пренебречь, то можно считать, что выделяемое тепло выносится из насоса с одной стороны потоком откачиваемого газа I , а с другой потоком циркулирующего газа $I_{ц}$.

Если принять, что температура окружающей среды T равна температуре газа в откачиваемом объекте, температура газа на выходе из насоса равна T_n , а после холодильника T_x , то разность температур, определяющая перегрев газа в камере насоса ΔT .

$$\Delta T = T_n - T = \frac{Q}{c_p(I+I_{ц})} - \frac{I_{ц}}{I+I_{ц}}(T - T_x).$$

Если давление предельное, когда соответственно быстрота действия насоса и поток I равны нулю, нагрев газа и нагрев насоса, определяются максимальной разностью температур

$$\Delta T_{max} = \frac{Q}{c_p I_{ц}} - (T - T_x).$$

В практике двухроторные вакуумные насосы в отдельности практически не используются, а применяются в сочетании с со-

ответствующими вспомогательными насосами для работы при вакуумных давлениях в области среднего вакуума $10^2 \dots 10^{-1}$ Па.

УДК 547.914.2:539.612:621.793:620.179.4

Колногоров К.П.

ВЛИЯНИЕ НОВЫХ МОДИФИЦИРУЮЩИХ ДОБАВОК, ПОЛУЧЕННЫХ НА ОСНОВЕ МАЛЕИНИЗИРОВАННОЙ КАНИФОЛИ НА ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА РЕЗИН

*БГТУ, Минск, Республика Беларусь
Научный руководитель: Ламоткин С.А.*

С целью обеспечения безопасности движения транспортных средств, предъявляются жесткие требования к качеству шин. В этой связи интерес представляют физико-механические свойства резин, используемых при производстве шин, а также способность крепления резины к латунированному металлокорду. Наиболее распространенным способом обеспечения прочности связи резины с металлокордом является использование специальных модифицирующих добавок.

Целью работы было изучение влияния амидосолей металлов переменной валентности и цинка малеопимаровой кислоты (МПК), полученных на основе малеинизированной канифоли на физико-механические показатели вулканизатов, а также проведение испытаний модифицирующих добавок в качестве промоторов адгезии резин.

С целью изучения влияния модифицирующих добавок на физико-механические показатели вулканизатов и проведения испытаний исследуемых добавок в качестве промоторов адгезии резин к латунированному металлокорду в качестве образцов сравнения были взяты вулканизаты, полученные при введении производственного модификатора – нафтената кобальта, взятого в тех же дозировках.

Для определения показателей прочности при растяжении и от-