Министерство образования и науки Украины

Севастопольский национальный

технический университет.

Кафедра Автомобильного транспорта.

**КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА**

**ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

**« Пневматические и гидравлические системы автомобилей »**

Выполнил :

Студент гр. АВ – 32- З

№ зач. кн. 051463

Ченакал А. В.

Проверил :

к.т.н. доцент

Рапацкий Ю.Л.

Севастополь 2008 г.

**Техническая характеристика тормозной системы автомобиля ЗАЗ-1102.**

Рабочая тормозная система, тип привода ... гидравлический, с разделением гидравлического привода по диагональной схеме на колесные тормозные механизмы, сигнализацией об аварийном состоянии тормозной системы, с автоматической регулировкой зазора между колодкой и рабочей поверхностью

Тип тормозов:

передних

дисковые, с плавающей скобой с закрытыми направляющими

задних

барабанные с плавающими колодками

Передний тормоз:

наружный диаметр диска, мм ... 235

средний радиус трения 1 диска, мм ....99

рабочая площадь передних тормозов, см² ...120

толщина диска, мм ...10

минимальная толщина диска при эксплуатации, мм ...8

толщина фрикционной накладки, мм ...11

минимальная толщина фрикционной накладки (при износе), мм ...1

Задний тормоз:

внутренний диаметр барабана, мм …180

ширина тормозной накладки, мм ...30

рабочая площадь задних тормозов, см² ...194

толщина фрикционных накладок, мм ...51

минимальная толщина фрикционной накладки (при износе), мм ....5 1

Диаметр главного тормозного цилиндра, мм ...19

Диаметр колесного цилиндра переднего тормоза, мм ...45

Диаметр колесного цилиндра заднего тормоза, мм ...16

Заправочный объем рабочей тормозной системы, л ...0,3

Стояночная тормозная система с ручным механическим тросовым приводом, действует на колодки задних колес

В приводе ножного тормоза может устанавливаться вакуумный усилитель.

**Задача № 1.**

1. Расчёт тормозного момента на заднем колесе автомобиля ЗАЗ -1102

При нажатии на тормозную педаль в тормозном цилиндре давление жидкости составляет 80 – 90(кг/см²). Это давление передаётся в тормозной цилиндр колеса. Принимаем давление в тормозном цилиндре колеса равным 8,5МПа.

Расчёт силы давления поршня на колодки

πД²ц

F = ‾‾‾‾‾‾‾‾ \* р

4

F = S \* P,

П16² 6

F = ‾‾‾‾‾‾‾ \* 8,5 \* 10 = 1708 (Н)

4

где Дц – диаметр тормозного цилиндра

р – давление в системе

Расчёт тормозного момента.

µhc

Мт = 2 Frб ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾

(c - µa) (c + µa)

где rб – радиус барабана

µ - коэффициент трения фрикционной пары барабан-колодка, µ = 0,35

а h c – размеры показанные на схеме.

0,35 \* 154 \* 10‾³ \*73 \* 10‾³

Мт = 2 \*544 \* 9 \* 10‾³ ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾

(73 \* 10‾³ - 0,35 \* 77 \* 10‾³)(73 \* 10‾³ + 0,35 \* 77 \* 10‾³)

= 263(н \*м)

1. Расчёт тормозного момента на переднем колесе, дисковый тормоз (рис. 2)

Тормозной момент дискового тормоза определяется по формуле

Mт = zµF0Rc

где z – число пар трения, z = 1

d²ц



F0 = 0 усилия F0 =Р0 ‾‾‾‾‾‾‾‾ (Н)

4

Rc - средний радиус трения

Р0 - давление жидкости в системе

dц –диаметр тормозного цилиндра

3,14 \* (45 \* 10‾³ )²

6 \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Mт = 1 \* 0,35 \* 8,5 \* 10 4 \* 90 \* 10‾³ = 468 (Н\*м)

**Задача № 2.**

Тормозные силы действующие на колодки:

Разжимные (приводные) силы, передний тормоз

πД²

F = ‾‾‾‾‾‾‾‾ \* р = 13511 (Н)

4

Разжимные силы, задний тормоз

πД²

F = ‾‾‾‾‾‾‾‾ \* р = 1708 (Н)

4

Нормальные силы действующие на колодки.

Сумма моментов сил, действующих относительно опорного пальца:

на само прижимную колодку:

Fh + x1a – y1c = 0

на само отжимную колодку:

Fh + x2a – y2c = 0

с учётом коэффициента трения µ, сила трения равна:

h h

x1 = µ y1 ; x2 = µ y2 => y1 = F = ‾‾‾‾‾‾‾‾ ; y2 = F = ‾‾‾‾‾‾‾‾ ;

c - µa c + µa

y1 = 5718,21 (Н) y2 = 2630 (Н)

х1 = 2001 (Н) х2 = 920 (Н)

F

Удельное давление Р = ‾‾‾‾‾

S

где S – площадь колодки

переднее колесо заднее колесо

13511 1708

Р = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾ - 4 = 1,1 МПа Р = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾ - 4 = 0,08 МПа

120 \* 10 190 \* 10

**Задача № 3.**

Расчёт диаметров главного и рабочих тормозных цилиндров автомобиля ЗАЗ 968.

Для расчёта диаметра главного тормозного цилиндра примем за известную величину диаметры рабочих цилиндров (из технической характеристики автомобиля) и ход колодок, т.е. ход поршней рабочих цилиндров h = 5 мм. Рассмотрим один контур: одно переднее колесо с двумя цилиндрами d1 = 19; d2 = 22 и одно заднее d3 = 22 (рис. 4)

V = h \* s,

где V – объём цилиндра,

h – ход поршня,

s – площадь поршня.

Объём жидкости, вытесненный из главного цилиндра равномерно распределяется в рабочих цилиндрах, т.е.

V = Vпер. + Vзад. => H \* S = hs1 + hs2 + 2hs3

πd²

S = ‾‾‾‾‾‾‾‾

4

НD² = h(d1² + d2² + 2 d3²)

Н = 18 мм.

h(d1² + d2² + 2 d3²)

D = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾



Н

D = 22 мм. – диаметр главного цилиндра.

Для расчёта диаметров рабочих тормозных цилиндров примем ход главного поршня цилиндра Н = 18мм., ход поршней рабочих цилиндров : h = 5мм., D = 22мм, и учтём соотношение диаметров рабочих цилиндров:

d2 = d3 = 1,16 d1

воспользуемся соотношениями приведёнными в первой части задачи

V = h \* s

V = Vпер. + Vзад.

πd²

S = ‾‾‾‾‾‾‾‾

4

h(d1² + d2² + 2 d3²) = НD²

примем сумму диаметров за величину d′ тогда,

НD²

d′ = ‾‾‾‾‾‾‾‾ = 1813, d1² + d2² + 2 d3² = 1813, соответственно получаем

h

d2 = 22; d3 = 22;

22

d′ = ‾‾‾‾‾‾‾‾ = 19 мм.

1,16

Для расчёта усилия на педаль тормоза и её хода воспользуемся соотношением плеча относительно оси вращения педали (рис.5)

Расчёт хода педали:

220 \* 12

Н = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = 155 мм.

17

Расчёт усилия на педаль тормоза

Fт \* 17

Fn = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾

220

Fт = р \* s

π \* 2,2²

Fт = 85 \* ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾

4

π \* 2,2² \* 17 \* 85

Fn = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = 24,94



4 \* 220

Допустимый ход педали для данного автомобиля составляет 160 – 165 мм., мы получили значение равное 155 мм., что примерно соответствует конструкционным значениям.

**Задача № 4.**

Схема пневматического привода автомобиля КАМАЗ – 5320. Рассчитаем среднюю эффективную площадь пневмокамер автомобиля.

Сила торможения автомобиля при

V= 30 км/ч, m = 22000кт., а = - 4,2

F = m \* a, по 2-му закону Ньютона

F = 22000 \* 4,2

Соответственно на одно колесо эта сила будет равна

F 22000 \* 4.2

Fк = ‾‾‾‾‾‾ = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = 15400 (Н)

6 6

исходя из равенства

πD²

Fк \* Lр = ‾‾‾‾‾‾‾‾ \* Рb \* Lр получаем

4

Fк 15400

Sэфф. = ‾‾‾‾‾‾‾‾ = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = 22,4 \* 10‾³ м²



Рb 686,5

Данное значение близко к данным из технической характеристики транспортного средства.

Питающая часть привода.

1.Компрессор.

2.Регулятор давления.

3.Предохранитель от замерзания конденсата.

12.Конденсационный ресивер.

Контур I привода рабочей тормозной системы переднего моста.

5.Тройной защитный клапан.

14.Ресивер с краном слива конденсата и выключателем сигнализатора падения давления в контуре.

20.двухстрелочный монометр.

С. Клапан контрольного вывода.

19.Тормозная камера.

18.Клапан ограничения давления.

Контур II привода рабочих тормозных систем задней тележки.

15.Кран слива конденсата.

16.Двухсекционый тормозной кран.

D.Клапан контрольного вывода.

25.Автоматический регулятор тормозных сил.

21.Тормозные камеры.

26.клапан управления тормозными системами прицепа.

Контур III привода запасной и стояночных тормозных систем комбинированный привод тормозных систем прицепа.

4.Двойной защитный клапан

13. Ресивер

В,Е Клапан контрольного вывода

9. Тормозной кран стояночной системы

23. Перепускной клапан двухмагистральный

24. Ускорительный клапан

21. Тормозные камеры

22. Выключатель сигнализатора ст. торм. системы

27. Защитный клапан

28. Разобщительный клапан

29. Клапан управления торм. системы однопроводной

31.,32. Соединительные головки торм. систем прицепа

Контур IV привода вспомогательной системы тормозной и др. потребителей

6. Пневмоцилиндр привода рычага остонова двигателя

7. Цилиндры привода заслонок газовых торм. мех – ма

8. Пневмокран

17. Пневмоэликтрический выключатель эл.магн. клапана

10. Кран аварийного растормаживания.

**Задача № 5.**

Руководствуясь П.Д.Д., параметры в соответствии с ГОСТ 25478-82, нарушение герметичности пневматического тормозного привода вызывает падение давления воздуха при неработающем компрессоре на 0,05 МПа (0,5 кг/см²) за 30мин., при свободном положении органов управления тормозной системой, или за 15 мин., при включённых органах управления.

Рассмотрим один из контуров:

Примем объём суммарный за V= 40л., давление в системе р = 7 МПа

При падении давления



40л – 7 МПа

* Х = 39,4 л

Х – 6,9 МПа

Отсюда расход воздуха через отверстие

Дотв = 0,6л/ч

2

Q = µ Sотв ‾‾‾‾ \*



где S – площадь отверстия,

Q

Sотв = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾

µ



0.6 \* 10‾³ -6

Sотв = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ 6 = 1,5 \* 10 м²

1



Допустимая площадь отверстия в тормозной магистрали соответствует

-6

S = 1,5 \* 10 м²

**Задача № 6.**

Кинематическая схема подъёмного устройства кузова автомобиля самосвала КАМАЗ – 5511 (представлена на рис. 7), гидравлическая схема на (рис. 8).

Определение величины давления масла в магистрали, необходимое для разгрузки полностью загруженного автомобиля:

Максимальная масса перевозимого груза м = 13000 кг.

Усилие необходимое для выдвижения первого звена гидроцилиндра F1 = 110,7 кН

Давление масла в магистрали

F

Р = ‾‾‾‾‾‾

S

где F – усилие в гидроцилиндре

S – площадь его сечения

110,7 \* π

Р = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ -6 = 1,56 МПа

π \* 95² 10

для подъёма платформы, при помощи переключателя ток проходит через обмотки электроклапанов, магнитопроводы которых перемещаясь открывают клапаны. Воздух из ресивера подаётся к пневмокамерам крана управления. Масло из крана управления поступает по трубкам в гидроцилиндр. Под действием давления масла звенья гидроцилиндра последовательно выдвигаются поднимая платформу. По мере подъёма платформы гидроцилиндр наклоняется; при достижении максимального угла подъёма корпус гидроцилиндра нажимает на регулировочный винт клапана ограничения подъёма платформы, и масло через клапан сливается в бак. Подъём платформы прекращается.

**Задача № 8.**

Усилие Fм, которое необходимо приложить к малому поршню гидравлического подъёмника для подъёма автомобиля массы m = 7080 кг => F = SP

πD²

S = ‾‾‾‾‾‾‾‾

4

V = Lм \* Sм = Lδ \* Sδ =>

Lδ \* Sδ Lδ \* Dδ²

Lм = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾

Sм Dм²

-6

1\* 450² \* 10

Lм = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾-6 = 258 (м)

28² \* 10

Fδ = mq = 7080 \* 9,8 = 69384 (Н)

πDδ²

Fδ = ‾‾‾‾‾‾‾‾ \* P = mq

4

4mq 4 \* 7080 \* 9,8 6

P = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾-6 = 4,3 \* 10 Па

πDδ² 3,14 \* 450² \* 10

6

Р 4,13 \* 10 6

Рн = ‾‾‾‾‾‾ = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = 5,2 \* 10

ŋ 0,85

-6

πDм² 3,14 \* 28² \* 10 6

Fм = ‾‾‾‾‾‾‾‾ \* Pн = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ \* 5,2 \* 10 = 1270 (Н)

4 4

**Задача № 9.**

d = 19мм. – диаметр главного цилиндра гидравлического привода сцепления автомобиля ВАЗ.

H = 35мм. – ход толкателя поршня главного цилиндра.

Vгл. = Vраб

πd²гл πd²раб

V = h \* s = h ‾‾‾‾‾‾ = h ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾

S 4 4

h \* d²гл

d²раб = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾

hр

h \* d²гл

dраб = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾



hр

dраб = 19мм.

**Задача № 10.**

Дано:

L = 20м

G = 0,006 м³/с

Q = 810кг/м³ - 4

V = 0,025 \* 10



d = 0,03м

определить необходимое давление и мощность. Местными гидравлическими сопротивлениями пренебречь.

Получая мощность насоса:

N = PНQ

Давление насоса должно быть не меньше, чем величина потери давления по длине трубопровода.

Выясним характер движения жидкости.

V d

Rе = ‾‾‾‾‾‾ критерий Рейнольдса

ν

Q

V = ‾‾‾‾‾‾

S

Q \* d Q \* d \* 4 4 Q

Rе = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾

ν \* S ν \* πd² ν \* πd

Rе = 101910 2300, значит характер течения турбулентный, следовательно



L Q -0,25 -2

= h ‾‾‾‾‾‾ \* ‾‾‾‾‾‾‾ ; h = 0,315 Rе = 1,76 \* 10

d 2

-2 20 810 \* 8,5²

= 1,76 \* 10 ‾‾‾‾‾‾‾‾‾ -2 \* ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = 343341 (Па) 0,34 МПа



3 \* 10 2

Мощность насоса:

6 -3

N = PQ = 0,34 \*10 \* 6 \* 10 = 180Вт

**Задача № 11.**

Определение скорости перемещения поршня гидравлического амортизатора автомобиля вверх.

Согласно условию трением между поршнем и корпусом амортизатора пренебречь.

Отверстия в поршне рассматривать как внешние цилиндрические насадки.

Из формулы расхода жидкости, скорость перемещения поршня Vп определяется как:

Qотв

Vn = ‾‾‾‾‾‾

Sn

где Qотв – расход гидравлики через отверстия в поршне

Sn – диаметр поршня;

Qотв = µ \* Sотв



где - перепад давления 6

Ратм - атмосферное давление, Ратм = 0,1 \* 10 МПа

µ - коэффициент = 0,9 \* 10³ кг/м³ - плотность гидравлики



µ \* Sотв Sn – Ратм)



Vп = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ ;

Sn

-6

0,82 \* 5,65 \* 10 \* (



Vп = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = 0,19 м/с

2,12 \* 10‾³

Скорость поршня

Vп = 0,19 м/с

π \* 0,052²

Sn = ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = 2,12 \* 10‾³ м²;

4

π \* 0,0012² -6

Sотв = 5 \* ‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾‾ = 5,65 \* 10 м²;

4