

THE BRAKING TORQUE OF THE CYLINDER BRAKE MECHANISM

H.V.Vardanyan¹, N.A.Bazikyan¹, V.A.Vardanyan¹, P.Yu.Gasparyan²

¹Armenian National Agrarian University

²Shushi University of Technology

The calculating method of clog break mechanism of GAZel cars with independent supports has been formed aimed at calculating the braking torque of cylinder break mechanism. Here the regularity of the distribution of the pressure along the clog is accepted as relative to radial transfers of its external points. The equations of braking torques and normal and tangential forces influencing on them have been formed here. The graphics of changes of braking torques of clogs $M_{T1} = f(\alpha_0)$ and $M_{T2} = f(\alpha_0)$ and $\rho = f(\alpha_0)$ of tangential force which impact on the angle of the clog and are dependent on it have been set in this article. According to the formed characteristics the tangential force increases parallel to the rise of the clog and the braking torques of the clogs significantly differ from each other which the difference of fatigue of right and left overhands is conditioned by.

Key words: braking torque, cylinder, clog, tangential force, normal force.

Introduction

Car braking is more effective if the brake mechanism provides $P_T = G_T \cdot \varphi$ braking force where G_T is the vertical load on braking wheels of the automobile:

$$G_T = \begin{cases} G_a, & \text{when } \alpha = 0, \\ G_a \cos \alpha, & \text{when } \alpha > 0, \end{cases}$$

α – angle of longitudinal slope of the road

φ – adjacent coefficient

Conflict setting

The braking torque of cylinder clog braking mechanism mainly depends on its structural sizes (Fig.1). Let us determine the braking torque for separately tied clog mechanism the hydraulic brake transmitter of which brings the same P force on clogs [2]:

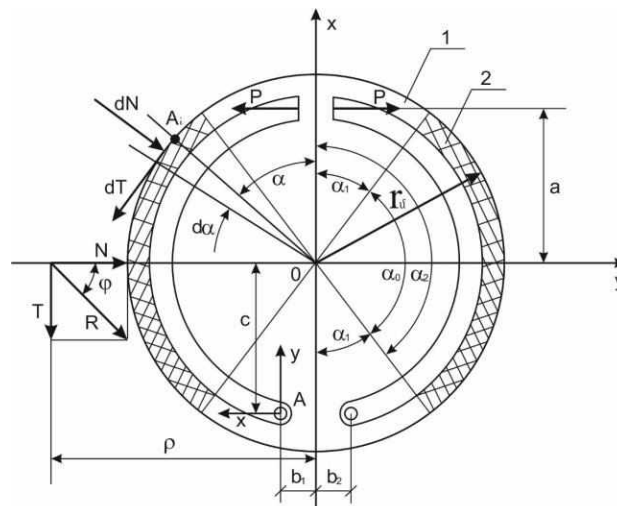


Figure 1. Clog brake mechanism with independent supports

During the brake dN normal force and dT contact force impact on the elementary surface separated by each $d\alpha$ infinite small angle of brake cylinder and brake clog. dN force can be determined by the following formula [1;3;4]

$$dN = P_o \cdot b \cdot r_\delta \cdot d\alpha, \tag{1}$$

Where P_o – is the specific pressure on the clog
 b – width of braking clog
 r_δ - internal radius of braking cylinder

The regularity of distribution of pressure along the clog of cylinder clog brake mechanisms is admitted as compared to the radius transportations of external points [4] according to

$$P_o = P_{max} \cdot \sin \alpha, \tag{2}$$

Where α – angle between y axis and chosen A_i clog
 P_{max} – the maximum value of pressure on clog overhead
 When $\alpha = \alpha_1$, dT contact force will be

$$dT = \mu \cdot dN = \mu P_o b r_\delta d\alpha, \tag{3}$$

Where μ – contact coefficient between brake overhead and cylinder
 Respectively the elementary brake moment conditioned by dT contact force will be

$$dM_T = dT \cdot r_\delta = \mu P_o b r_\delta^2 d\alpha$$

The braking torque for one clog will be

$$M_{T1} = \mu b r_\delta^2 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} P_o d\alpha \tag{4}$$

Taking into account (2) dependence on (4) we will have

$$M_{T1} = \mu b r_\delta^2 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} P_{max} \cdot \sin \alpha d\alpha \tag{5}$$

From integration of (5) equation we will get

$$M_{T1} = \mu b r_\delta^2 P_{max} (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2) \tag{6}$$

The braking torque of one clog can be determined by expression (6) if the structural sizes and the regularity of distribution of normal pressure on the clog are known.

Let us determine the forces equal to N and T elementary forces when the distribution of normal pressure along the clog are equal to (2) regularity.

Taking into account that

$$dx = A \cdot \mu P_o d\alpha, \quad dy = A P_o d\alpha, \quad A = b r_\delta.$$

From the analyses of forces brought in Fig.1 we conclude

$$\begin{cases} N = A\mu \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} P_{max} \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha + A \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} P_{max} \sin \alpha \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha, \\ T = A\mu \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} P_{max} \sin \alpha \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha + A \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} P_{max} \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha \end{cases} \tag{7}$$

Where

$$\begin{cases} N = A\mu P_{max} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin 2\alpha \cdot d\alpha + A P_{max} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin^2 \alpha \cdot d\alpha, \\ T = A\mu P_{max} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin^2 \alpha \cdot d\alpha + \frac{A P_{max}}{2} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin 2\alpha \cdot d\alpha \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{cases} N = \frac{A\mu P_{max}}{2} \cdot (-\cos 2\alpha) \Big|_{\alpha_1}^{\alpha_2} + A P_{max} \left(\frac{1}{2} \alpha - \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right) \Big|_{\alpha_1}^{\alpha_2} \\ T = A\mu P_{max} \left(\frac{1}{2} \alpha - \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right) \Big|_{\alpha_1}^{\alpha_2} + \frac{A P_{max}}{2} (-\cos 2\alpha) \Big|_{\alpha_1}^{\alpha_2} \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{cases} N = \frac{A\mu P_{max}}{2} \cdot (\cos 2\alpha_1 - \cos 2\alpha_2) + AP_{max} \left(\frac{1}{2}(\alpha_2 - \alpha_1) - \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1) \right), \\ T = A\mu P_{max} \left(\frac{1}{2}(\alpha_2 - \alpha_1) - \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1) \right) + \frac{AP_{max}}{2} \cdot (\cos 2\alpha_1 - \cos 2\alpha_2) \end{cases} \quad (8)$$

Taking into account than in case of asymmetric clogs $\alpha_2 = 180^\circ - \alpha_1$, we will have

$$\begin{cases} N = AP_{max} \left(\frac{1}{2}(\pi - 2\alpha_1) - \frac{1}{4}(-2 \sin 2\alpha_1) \right), \\ T = A\mu P_{max} \left(\frac{1}{2}(\pi - 2\alpha_1) - \frac{1}{4}(-2 \sin \alpha_1) \right): \end{cases}$$

or

$$\begin{cases} N = AP_{max} \left(\frac{1}{2}(\pi - 2\alpha_1) + \frac{1}{2} \sin \alpha_1 \right), \\ T = A\mu P_{max} \left(\frac{1}{2}(\pi - 2\alpha_1) + \frac{1}{2} \sin \alpha_1 \right): \end{cases} \quad (9)$$

From the obtained (9) equations the normal and tangential (contact) forces on one clog will be determined in braking regime.

Correspondingly

$$\frac{T}{N} = \mu = tg\varphi \quad (10)$$

Consequently, the slope angle of equal R force to X axis is equal to the tangential angle.

To determine the application point of T equal force (handle ρ) we will use the equations (6) and (9) according to which $M_T = T \cdot \rho$, where

$$\rho = \frac{M_T}{T} \quad (11)$$

For asymmetric clogs we will have

$$M_T = 2 \cdot \mu br_\delta^2 \cdot P_{max} \cdot \cos \alpha_1$$

Consequently,

$$\rho = \frac{\mu br_\delta^2 \cdot P_{max} (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2)}{br_\delta \mu P_{max} \left(\frac{1}{2}(\pi - 2\alpha_1) + \frac{1}{2} \sin \alpha_1 \right)}$$

Or

$$\rho = \frac{r_\delta \cdot \cos \alpha_1 (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2)}{\left(\frac{1}{2}(\pi - 2\alpha_1) + \frac{1}{2} \sin \alpha_1 \right)} \quad (12)$$

Where $\alpha_1 = 30^\circ$, $r_\delta = 138mm$, $\alpha_{2i} = \alpha_1 + \alpha_{oi}$. The structural sizes are chosen from the braking mechanism of GAZel automobile.

Research results

The dimensions of the handle of tangential force (ρ) are brought in Table 1.

Table 1

$\alpha_2 = \alpha_0 + \alpha_1$, degree	α_2 , rad	α_0 , degree	$\cos \alpha_2$	MT1	MT2	ρ , mm
40	0,698131701	10	0,7660444	7,26176	8,4337081	10,4516
50	0,872664626	20	0,6427876	16,886	19,743199	23,3364
60	1,047197551	30	0,5	29,0827	34,296291	38,2629
70	1,221730476	40	0,3420201	44,0951	52,556568	54,7775
80	1,396263402	50	0,1736482	62,1792	75,078969	72,3785
90	1,570796327	60	6,126E-17	83,5656	102,48561	90,5311
100	1,745329252	70	-0,173648	108,394	135,40161	108,684
110	1,919862177	80	-0,34202	136,605	174,31807	126,285

The graphics of dependence $\rho = f(\alpha_0)$ (Fig. 2) is given here where it is shown that parallel to rising the clog angle the handle of tangential force grows by linear regulation and the limit conditioned by the structural peculiarities of $\rho \leq 2\delta$ mechanism is confirmed.

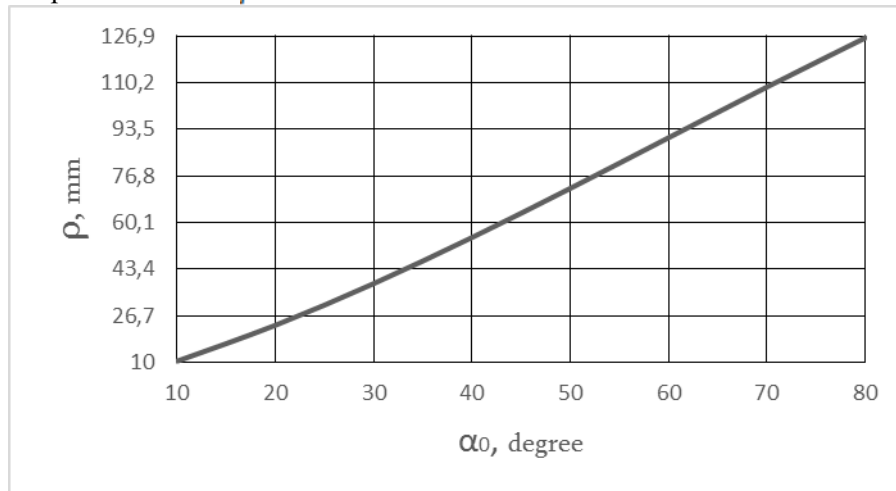


Fig. 2 $\rho = f(\alpha_0)$ – graphics of dependence

The forces impacting the braking mechanism depending on P force transmitted to the clog by the transmitter are determined by regarding the balancing condition of the clog to 0 centre of the mechanism written in the following equations

$$\begin{cases} \sum M_0 = 0, \\ \sum P_x = 0, \\ \sum P_y = 0: \\ \begin{cases} x \cdot c + y \cdot b_1 - P \cdot a = \mu N_1 \rho, \\ N_1 = P + x, \\ T = N_1 \mu = y \end{cases} \end{cases} \quad (13)$$

Solving (13) equation system we will get

$$x = \frac{\mu N_1 \rho - \mu N_2 b_1 + P \cdot a}{c}, \quad (14)$$

$$M_{T1} = \mu N_1 \rho = \frac{\mu P(c+a)\rho}{c - \mu \rho + \mu b_1}, \quad (15)$$

Where $\mu = 0.35, P = 1000N, a = 115mm, c = 110mm, b_1 = 20mm, b_2 = 25mm$

We can determine the forces and torques on the second clog by the same method

$$M_{T2} = \mu N_2 \rho = \frac{\mu P(c+a)\rho}{c - \mu b_2 - \mu \rho} \quad (16)$$

The results of the calculation are brought in Table 1 according to which $M_{T1} = f(\alpha_0)$ and $M_{T2} = f(\alpha_0)$ graphics of dependence are brought (Fig.3) where we can see that the torques of clog braking are different from each other: here we should mention that the difference increases parallel to widening the angle of handle. The maximum difference $\Delta M = M_{1max} - M_{2max}, \Delta M = 37,71 Nm$, the intensity of the fatigue of overheads of right and left clogs will be conditioned by.

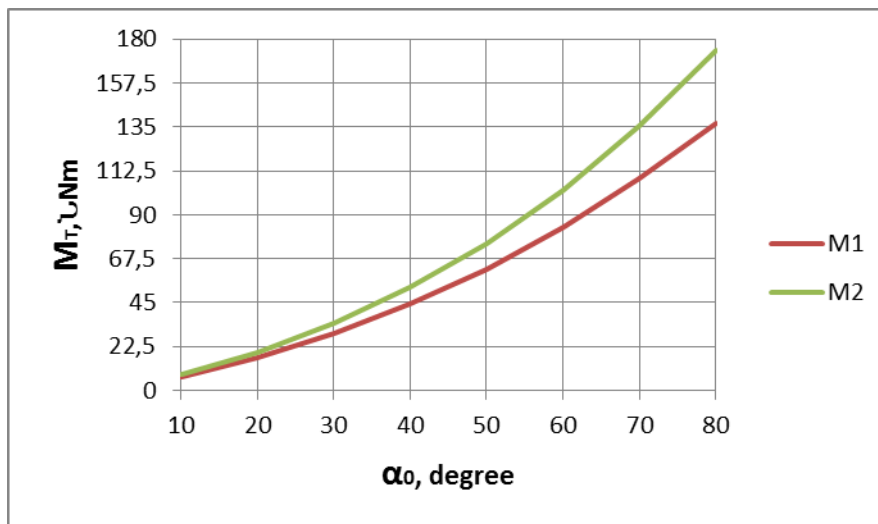


Fig. 3 $M_{T1} = f(\alpha_0)$ and $M_{T2} = f(\alpha_0)$ graphics of dependence

The summative torque of the mechanism will be

$$M_T = M_{T1} + M_{T2}$$

If we accept that $b_1 = b_2$, then we will have

$$M_T = 2\mu P\rho(c + a) \cdot \frac{c + \mu\rho}{(c + \rho\mu)^2 - (\mu b)^2} \quad (17)$$

From (17) expression we conclude that in case of constant structural sizes of the mechanism the braking torque is depending on P force transmitted to the clog by transmitter and tangential coefficient. In case of certain dimensions of tangential coefficient μ self wedging may happen and it can happen in that case when the denominator of the right part of the equation (17) is equal to 0.

$$(c + \rho\mu)^2 - (\mu b)^2 = 0 \quad (18)$$

According to (18) self wedging may not happen if

$$\mu(\rho - b) < c \text{ or } \mu = \frac{c}{\rho - b}$$

According to the data we have already obtained we will get $\mu < 1$. The tangential coefficient of braking overhead and the cylinder of the mechanism comprises

$$\mu = 0,30 - 0,35$$

The results of theoretical research in the work are enough close the results of experimental research done by other authors [5].

Conclusion

In the end of our study it became clear that parallel to the widening of the angle of the clog the handle of tangential force increases by linear regulation. We can see from $M_{T1} = f(\alpha_0)$ and $M_{T2} = f(\alpha_0)$ graphics of dependence that the braking torques of the braking clogs differ from each other the intensity of the fatigue of right and left overheads is conditioned by.

The results of the studies are close enough to the experimental research results by S. V. Tyurin.

References

1. Քոչինյան Հ.Զ., Մուսայելյան Գ.Վ. - «Ավտոմոբիլային ագրեգատների հաշվարկ» խնդիրների ժողովածու, Երևան ճարտարագետ 2018թ., էջ 255
2. Вахламов В.К. - Автомобили. Конструкция и элементы расчета. М.: Академия, 2006.- 480 с.
3. Кори Г., Кори Т. - Справочник по математике для научных работников. - М.«Наука», 1973, с. 831
4. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. - Конструирование и расчет автомобиля. - М., Машиностроение. 1984, с. 376
5. Тюрин С.В. и др - Режимы стендовых испытаний для экспресс оценки долговечности тормозных накладок микроавтобусов семейства ГАЗ. Молодой ученый, N14(118), Казань-2016, стр.178-182

References

1. Qochinyan H. J., Musayelyan G. V., «Calculation of automobile aggregates», Collection of tasks, Yerevan, Architect, 2018, p. 255
2. Vakhlamov V. K., Automobiles. Constructions and elements of calculations. M., Academy, 2006, p. 480
3. Koriy G., Koriy T., Guidebook of Mathematics for scientific workers, M., «Science», 1973, p. 831
4. Lukin P.P., Gasparyan G. A., Rodionov V. F., Construction and calculation of automobiles, M., Machinery, 1984, p. 376
5. Tyurin S. V. and others, Regimes of wall experiments for rapid estimation of long term brake clogs of microbuses of GAZ model. Young scientist, N14(118), Kazan, 2016, p.178-182

ՈւՏԴ - 629.3.597.3

ԹՄԲՈՒԿԱՅԻՆ ԱՐԳԵԼԱԿԱՅԻՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ԱՐԳԵԼԱԿՄԱՆ ՄՈՍԵՆՏԸ

Հ.Վ. Վարդանյան¹, Ն.Ա. Բազիկյան¹, Վ.Ա. Վարդանյան¹, Պ.Յու. Գասպարյան²

¹ Հայաստանի ազգային ագրարյին համալսարան

² Շուշիի տեխնոլոգիական համալսարան

Թմբուկային արգելակային մեխանիզմի արգելակման մոմենտի հաշվարկման նպատակով կազմվել է ԳԱԶել ընտանիքի ավտոմոբիլի անկախ հենարաններով կոճղակավոր արգելակային մեխանիզմի հաշվարկային սխեման: Այստեղ կոճղակի երկարությամբ ճնշման բաշխման օրինաչափությունը ընդունվում է համեմատական դրա արտաքին կետերի շառավղային տեղափոխություններին: Ստացվել են կոճղակների վրա առաջացած արգելակման մոմենտների և դրանց վրա ազդող նորմալ ու շոշափող ուժերի հավասարումները: Կառուցվել են կոճղակի անկյունից կախված և դրա վրա ազդող տանգենցյալ ուժի բազուկի $\rho = f(\alpha_0)$ ինչպես նաև կոճղակների արգելակման մոմենտների $M_{T1} = f(\alpha_0)$ և $M_{T2} = f(\alpha_0)$ փոփոխությունների գրաֆիկները: Ըստ կառուցված բնութագրերի կոճղակի աճին զուգահեռ աճում է տանգենցյալ ուժի բազուկը և կոճղակների արգելակման մոմենտները իրարից զգալի տարբերվում են, որով էլ պայմանավորվում է աջ և ձախ վերդիրների մաշի տարբերությունը:

Բանալի բառեր. արգելակային մոմենտ, թմբուկ, կոճղակ, շոշափող ուժ, նորմալ ուժ:

УДК - 629.3.597.3

ТОРМОЗНОЙ МОМЕНТ БАРАБАННОГО ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА**Г.В. Варданян¹, Н.А. Базилян¹, В.А. Варданян¹, П.Ю. Гаспарян²**¹ *Национальный аграрный университет Армении*² *Шушинский технологический университет*

С целью расчета тормозного момента барабанного тормозного механизма была составлена расчетная схема колодочного тормозного механизма с независимыми опорами автомобиля семейства ГАЗель. Здесь закономерность распределения давления по длине колодки принимается пропорционально радиальным перемещениям ее внешних точек. Получены уравнения тормозных моментов на колодках и действующих на них нормальных и касательных сил. Построены графики изменений зависимых от угла колодки и действующего на него плеча тангенциальной силы $\rho = f(\alpha_0)$, а также тормозных моментов колодок $M_{T1} = f(\alpha_0)$ и $M_{T2} = f(\alpha_0)$. В соответствии с созданными характеристиками, параллельно с увеличением угла колодки растет плечо тангенциальной силы и тормозные моменты колодок существенно отличаются друг от друга, чем и обуславливается разница между износом правых и левых накладок.

Ключевые слова: тормозной момент, барабан, колодка, касательная сила, нормальная сила.

Ներկայացվել է՝ 02.10.2019թ.

Գրախոսման է ուղարկվել՝ 04.10.2019թ.

Երաշխավորվել է տպագրության՝ 12.12.2019թ.