

**КИНЕМАТИЧЕН И СИЛОВ АНАЛИЗ НА
КЛИНОРЕМЪЧНА БЕЗСТЕПЕННА ТРАНСМИСИЯ ЗА
ТРАНСПОРТНИ МАШИНИ****KINEMATIC AND FORCE ANALYSIS TO THE
CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR
TRANSPORT VEHICLES****КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ
КЛИНОРЕМЕННОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ
ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

Doc. dr. Gigov B.¹, Conf. dr. eng. Motishev V.²
Faculty of Transport, – TU-Sofia, Bulgaria
E-mail: bgigov@tu-sofia.bg¹; E-mail: vmotishev@tu-sofia.bg²

Abstract: *In the present report are examine advantage and disadvantage to the stepless transmission, well as forces action in Continuous Variable Transmission(CVT). Work out an dependency from range to change on transmission ratio of stepless transmission. Work up a program working in ambient to Matlab, through that define thoroughly geometric parameter on stepless transmission.*

Keywords: RANGE OF CHANGE, STEPLESS TRANSMISSION, DIAMETERS, FORCES

1. Introduction

Stepless gearbox, known under the name CVT (Continuous Variable Transmission) is essentially a gearbox, whereby the transmission ratio can be varied smoothly according to the change in engine parameters or a change in the traffic conditions of the car. Efforts to establish a CVT there are long time ago. Already in the Middle Ages, such transmission is designed from Leonardo Da Vinci. With the advent of the first cars arises need of variable transmission. Because the characteristics of the engine, and more exactly the curve of the torque, are not suitable for direct connection of the car wheels with the crankshaft of the engine. This requires the installation of clutch and gearbox with strictly fixed gear ratios. The installation of a manual gear box leads to dynamic loads of the mechanisms of transmission. These loads largely depend on the qualification of the driver, besides the driver is not always able to assess the appropriate gear to ensure operation of the engine in optimal mode. From the automotive theory is known, that the ideal number of gears of the gearbox is infinity ie the gear ratio should be changed smoothly in wide enough range with changing traffic conditions or parameters of engine. These disadvantages of manual boxes can be avoided by embedding in the car of stepless automatic gearboxes. The main advantages of these boxes in front the manual gearboxes are the following:

- optimum use of the engine in different modes of load;
- as a consequence of the optimal engine operating conditions are achieved lower levels of toxicity of the exhaust gases;
- the fuel economy of the car is improved;
- and most important advantage - the constantly changing gear ratio provides better traction-speed properties of the car;

- greater compactness in comparison with existing gearboxes.

Beside the mentioned advantages of the continuously variable mechanical transmissions, they have some shortcomings, which are as follows:

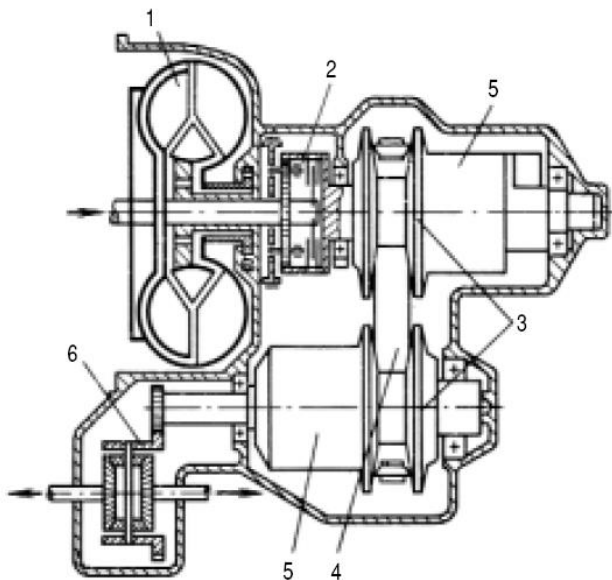
- transmit the power flow from the engine to the driving wheels by means of friction, which leads to their faster wear;
- when starting of the car do not provide slip, which requires installation of the clutch or torque converter between the engine and the gearbox;
- have a limit in the transmitted maximum torque;
- for their manufacture is needed complex and expensive technology, which increases the cost of their construction;
- at V-belt transmission be required large pressing forces on the conical washers during transmission of greater torque, which requires higher pressure in the hydraulic control system and adds to the mass and dimensions of the transmission;
- V-belt transmission is not reversible and need from additional reverse gears.

Famous are the following constructions stepless mechanical transmissions:

- frictional frontal transmission;
- frictional toroidal transmission;
- multi-plate frictional transmission;
- V-belt frictional transmission.

The largest automotive applications have the V-belt transmission and the toroidal transmission.

The V-belt transmission consists of two pairs of conical washers - one transmits and the other accepts the torque. The pulleys are with oppositely orientated conical surfaces, which are connected by a flexible belt.



1 – Torque converter;
2 – Reverse mechanism;
3 – Conical washers;
4 – Belt;
5 – Hydraulic control;
6 – Axle gear.

Fig. 1

The first washer gets power from the engine and via belt transmits the movement to the second washer, which transferred to the propulsion system of the vehicle's wheels. Changing on the gear ratio is by gradually shifting the position of the belt on the cone surfaces. This move is performed by hydraulic control system. In need of transmitting greater torque is increased pressure from the hydraulic system on the washers, respectively at a lower torque, pressure on the cone washers decreases.

2. Force and kinematic analysis of the V-belt transmission

The gear ratio of the V-belt transmission is determined by the expression:

$$i = \frac{D_{1x}}{D_{2x}}$$

where:

D_{1x} , D_{2x} – the current diameters of the conical washers.

x_0 – neutral line;

$$i_{\min} = \frac{d_1}{D_2} - \text{minimum gear ratio};$$

$$i_{\max} = \frac{D_1}{d_2} - \text{maximum gear ratio};$$

D_1 , D_2 – maximum diameters of the driving and driven pair of a conical washers;

d_1 , d_2 – minimum diameters of the driving and driven pair of a conical washers;

y_1 , y_2 – axial displacement of the conical washers.

For symmetrical transmissions:

$$d_1 = d_2 = d \text{ [mm]}$$

$$D_1 = D_2 = D \text{ [mm]}$$

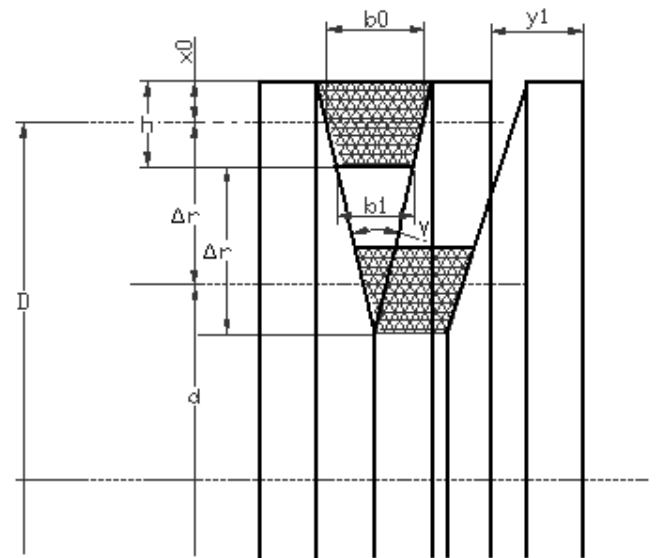


Fig. 2

The range of change of the gear ratio is determined by the expression:

$$W = \left(\frac{D}{d} \right)^2$$

The range (W) is limited by the maximum radial movement of the belt on the conical surfaces (Δr).

$$\Delta r = \frac{b_0}{2} \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2} - \frac{h}{2} = \frac{b_1}{2} \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2} \text{ [mm]}$$

- at set point displacement Δr

$$W = \left(1 + \frac{\Delta r_2}{r_2} \right) \left(1 + \frac{\Delta r_1}{r_1} \right)$$

The range (W) depends on the width of the belt b_0 , the angle γ and the diameters d_1 and d_2 . From the condition to not jam the belt optimum angle γ is 22° . For normal V-belt transmission the range $W=5$, and for special constructions with broader belt $W=10$.

Between y_1 and y_2 and gear ratio "i" has a strict dependence. Lateral displacement of the two washers y_1 and y_2 at a fixed value of "i" is different.

This explains the need to maintain a constant distance between the shafts "l" and the length of the strap "L". The length of the strap "L" is determined by the expression:

$$L \approx 2l + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D + d)^2}{4l} \text{ [mm]}$$

l – distance between the input and output shaft.

Displacements y_1 and y_2 are determined by the expressions:

$$y_1 = \frac{D_{2x} - D_{1x}}{2} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} + \frac{(D_{2x} - D_{1x})^2}{4\pi d} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} [\text{mm}]$$

$$y_2 = \frac{D_{1x} - D_{2x}}{2} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} + \frac{(D_{2x} - D_{1x})^2}{4\pi d} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} [\text{mm}]$$

For diameters:

$$D_{1x} = \frac{i - \frac{\pi}{2}(1+i) + \sqrt{\frac{\pi^2}{4}(1+i)^2 + 2(1-i)^2 \left(\frac{L}{2l} - 1 \right)}}{(1-i)^2}$$

$$D_{2x} = \frac{D_{1x}}{i} [\text{mm}]$$

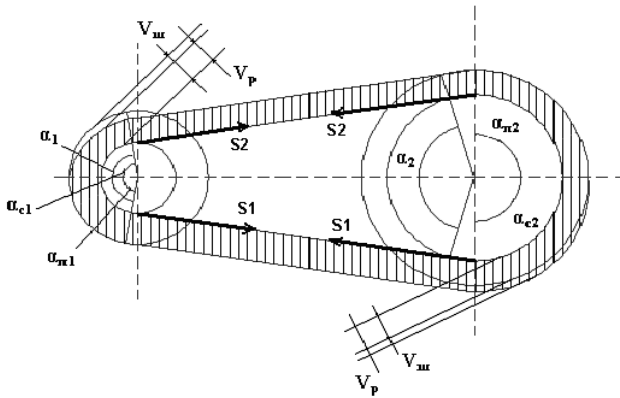


Fig. 3

The effort in the belt can be saved by the equation:

$$2S_0 = S_1 + S_2 [\text{N}]$$

S_1, S_2 – tensile forces in the belt.

At idle $S_1 = S_2$

Peripheral force acting on the cone washers given by the expression:

$$P_0 = S_1 - S_2 [\text{N}]$$

The maximum peripheral force is obtained based on Euler's formula in the presence of condition of no slip between the belt and the conical washer:

$$P_0 = 2S_0 \frac{m-1}{m+1} [\text{N}]$$

where:

$m = e^{af^I}$ – coefficient

e – Euler's number

α – angle the scope of the belt on the cone washer in [rad]

f^I – aligned coefficient of friction

$$f^I = \frac{f}{\sin \frac{\gamma}{2}}$$

f – coefficient of friction between the belt and the conical pulley

$$\beta = \frac{2S_0 \frac{m-1}{m+1}}{P_0}$$

β – coefficient of reserve

To determine the friction coefficient (f) using the calculation model shown in Fig.4.

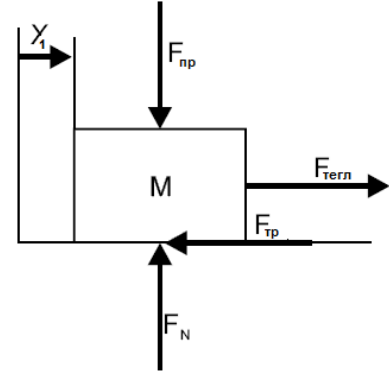


Fig. 4

F_N – normal force

F_{Tp} – friction force

F_{Tern} – traction

F_{np} – pressing force

$$F_{Tp} \leq f \cdot F_N$$

Efficiency of V-belt transmission is expressed by the formula:

$$\eta = 1 - \left[\frac{(1-\nu)(\sigma_0 - \sigma_u)}{E_p} + \frac{2(1-\nu)E_p}{K_0} \frac{J_p(i^2 + 1)}{FD^2 i} \right]$$

where:

E_p – a modulus of elasticity of the belt;

F – area of the cross section of the belt;

$$K_0 = \frac{P_0}{F_p} - \text{allowable tension};$$

σ_0 – tensile tension, caused by pre-tensioning the belt;

σ_u – tensile tension, caused by the action of the centrifugal forces on the belt;

J_p – moment of inertia of the cone washer;

ν – coefficient of transmission of the axial force.

In calculating the V-belt transmission for cars are the trends to use wider straps. This achieves transmission of higher torque. One of the most important parameters describing the strap is allowable stress K_0 . This tension depends on the ratio b_0/h . The value of this ratio is most often 2.5. This value is recommended in reference works for the calculation of V-belt transmission.

3. Results

Based on displayed above formulas of this report is made program running in the middle of Matlab®, via which quickly and easily calculate the geometric parameters of V-belt transmission. When working with the program, shall put the following parameters of the transmission: length and width of the belt, and radii of

primary and secondary conical washers. The results of calculation of the program visualizes graphically and have the type, shown in figure 4. From the figure clearly visible minimum and maximum working diameters of the V-belt transmission and the corners of range of the belt. Has been developed and the second program in the middle of Matlab®, which graphically shows the dependence the belt angle as a function of the minimum and maximum working diameter of the conical washer. Calculation results of the program are shown graphically in figure 5. With programs developed in this report is optimized pretty the time for work at the initial analysis of the V-belt transmission. With the introduction of several geometric parameters of the V-belt transmission we get data in graphic form that are needed in further analyze and calculate the stepless CVT transmissions.

REFERENCES

1. **В. А. Петров.** Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин, Машиностроение, Москва, 1968.
2. **К. Ганчев.** Автомобилна безстепенна скоростна кутия, 2003.
3. <http://www.radaa.ru/info/ency/transmission/126.html>
4. **P. Tenberge.** Power transmission in Continuously Variable Chain-Gears, 2004.
5. Ir. B. Bonsen. Development of a V-belt speed sensor for the CVT-CK2, 2005.

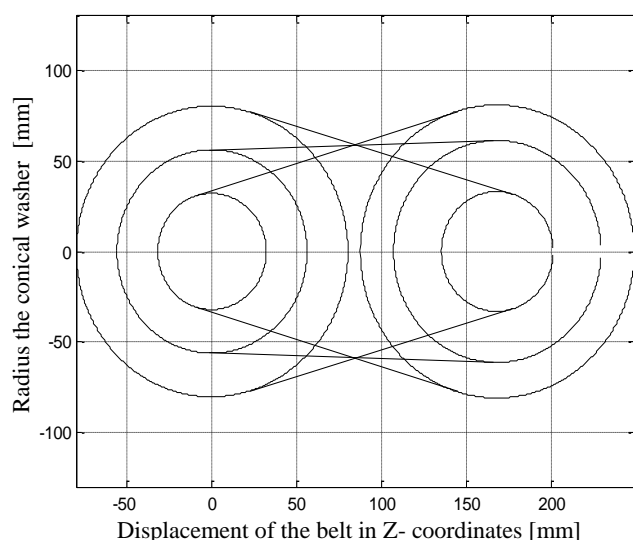


Fig. 4

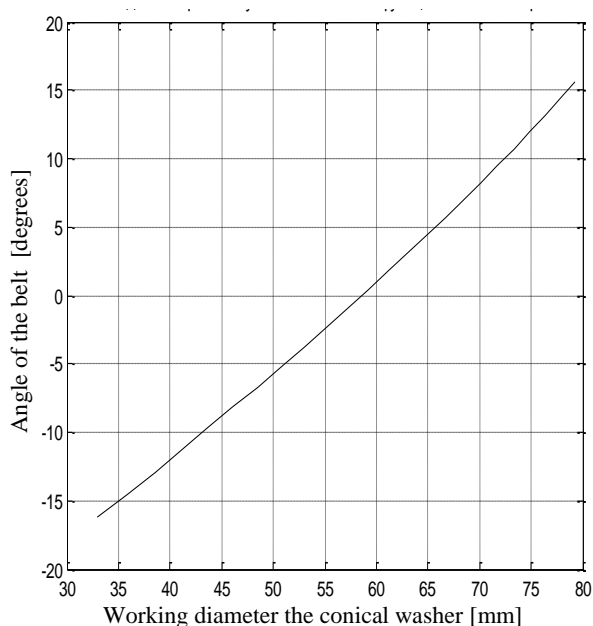


Fig. 5

TECHNICAL UNIVERSITY
SOFIA
FACULTY OF TRANSPORT



SCIENTIFIC-TECHNICAL UNION
OF MECHANICAL ENGINEERING

XV INTERNATIONAL SCIENTIFIC- TECHNICAL CONFERENCE

trans & MOTAUTO '08

PROCEEDINGS

VOLUME 2

“TECHNICS”

September 18th- 20th 2008
Sozopol- Bulgaria

ISSN: 1313-5031

XV МЕЖДУНАРОДНА НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ

XV INTERNATIONAL SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

trans & MOTAUTO '08

Посвещава се на 45-годишнината от създаването на Факултета по транспорт, 15 годишнината от създаването на катедра “Въздушен транспорт” и е част от
„ДНИ НА НАУКАТА” НА ТУ – СОФИЯ

ДОКЛАДИ / PROCEEDINGS

"ТЕХНИКА"

"TECHNICS"

September 18th- 20th 2008

Sozopol- Bulgaria

Publisher: Scientific-technical union of mechanical engineering

Publisher: Scientific-technical union of mechanical engineering

ISSN: 1313-5031

CONTENTS / СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ЛАВРА БЛАГОРОДНОГО HARDWARES FOR THE PRODUCTION OF LAURELS NOBILITY Эбаноидзе Н.	6
THEORETICAL SUBSTANTIATION OF THE VIBRATING METHOD OF NUT- BUSH FRUITS KNOCKING DOWN ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО МЕТОДА СБИВАНИЯ ПЛОДОВ С ФУНДУКОВОГО КУСТАРНИКА N. Ebanoidze, V. Dundua, Z. Geguchadze	9
STEER-BY WIRE SIMULATION MODEL ЦИФРОВО МОДЕЛИРАНЕ НА УПРАВЛЯЕМОСТТА (STEER-BY-WIRE) Brabec P., Malý M., Voženílek R.	11
NEW THEORY OF ROTOR DYNAMICS: DYNAMICS OF OUTBOARD ROTOR WITH QUASI-STATIC UNBALANCE AT SUPERCRITICAL VELOCITIES НОВАЯ ТЕОРИЯ ДИНАМИКИ РОТОРА: ДИНАМИКА КОНСОЛЬНОГО РОТОРА С КВАЗИСТАТИЧЕСКОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬЮ НА СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ СКОРОСТЯХ Zhivotov A., Zhivotov Yu.	15
DETERMINATION OF VEHICLE DURABILITY TIME BASED ON LIFE CYCLE COSTS AND FAILURE INTENSITY ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРИОДА РЕСУРСА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА НА ОСНОВЕ ЗАТРАТ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА И ПАРАМЕТРА ПОТОКА ОТКАЗОВ Furch J.	20
РЕЖИМОМЕТРИРОВАНИЕ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО РАЗХОДУ ТОПЛИВА В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ MEASUREMENT REGIMES OF COMMERCIAL VEHICLES FUEL COMMSUMMTION ON REAL WORK CONDITIONS Batanov S., Mihajlov M., Stancheva N.	23
МОДЕЛИРОВАНИЕ ДОРОЖНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЯ МОДЕЛИРАНЕ НА ПЪТНИЯ РАЗХОД НА ГОРИВО НА АВТОМОБИЛА Гигов Б. И. , Димитров Е. Ц.	27
METHODS OF DETERMINATION OF THE AUTOMOBILE'S GEAR BOX OVERDRIVE GEAR RATIO WITH THE PURPOSE OF ATTAINING MAXIMUM FUEL ECONOMY ВЫБОР ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ПОВЫШАЮЩЕЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ МИНИМАЛЬНОМ РАСХОДЕ ТОПЛИВА Dimitrov S. S., Hlebarski D. A.	32
СПЕЦИФИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ТРИБОЛОГИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ SPECIFIC FEATURES OF TRIBOLOGICAL CONDITION OF THE BRAKE SYSTEM'S FRICTION GROUPS Velkov C.	38
STATIC STRENGTH ANALYSIS OF THE BODY OF A WAGON, SERIES <i>Lagrs</i> ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ МОДЕЛИ ДЛЯ СТАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА КУЗОВА ВАГОНА СЕРИИ <i>Lagrs</i> Stoilov V., Slavchev S.	41
COMPARATIVE ANALYSIS OF THE RESULT OF THE STATIC STRENGTH CALCULATIONS AND STRENGTH TESTS OF A WAGON SERIES <i>Lagrs</i> СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ВЫЧИСЛЕНИЙ И ИСПЫТАНИЙ ВАГОНА СЕРИИ <i>Lagrs</i> Stoilov V., Slavchev S., Kostadinov J, Dikanarov A.	45
ВЫБОР И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДАТЧИКА ДЛЯ РАЗХОДА ТОПЛИВА SUBSTANTIATE AND RESEARCH OF THE CHARACTERISTICS A FLOWMETER FOR FUEL CONSUMPTION Behched B., Delikostov T., Stancheva N., Petrov P.	49

TRAFFIC SIGNAL LIGHT OPTIMIZATION OF COMPLEX ROAD JUNCTION IN SOFIA CITY ОПТИМИЗАЦИЯ ВРЕМЁН ФАЗ СЛОЖНОГО ПЕРЕКРЁСТКА В ГОРОДЕ СОФИЯ	52
Маджарски Е. М., Салиев Д. Н., Павлов А. И.	
IMPROVEMENT OF TRAFFIC CONDITIONS OF TRAFFIC FLOWS REPLACING TRAM WITH TROLLEYBUS TRANSPORTATION AT A ROAD IN CITY OF SOFIA ПОДОБРЯВАНЕ УСЛОВИЯТА НА ДВИЖЕНИЕ НА АВТОМОБИЛНИТЕ ПОТОЦИ ЧРЕЗ ЗАМЯНА НА ТРАМВАИТЕ С ТРОЛЕЙБУСИ ПО МАРШРУТ В ГРАД СОФИЯ	56
Маджарски Е. М., Салиев Д., Василев Д.	
RESEARCH OF THE RELATION BETWEEN CAR ACCIDENTS AND MACROECONOMIC INDEXES ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗЕЙ МЕЖДУ ДОРОЖНОТРАНСПОРТНЫМИ ПРОИСШЕСТВИЯМИ И МАКРОЭКОНОМИЧЕСКИМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ	59
Трайков Б., Маджарски Е., Младенов Г., Царска А.	
ESTIMATION OF EXACTITUDE USING VIBRODIAGNOSTIC FOR DETERMINATION TECHNICAL CONDITION OF ELEMENTS OF VEHICLE SUSPENSION ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ВИБРОДИАГНОСТИЧНОЙ СИСТЕМ	62
Маджарски Е. Дамянов Ил. Милетиев Р.	
ON GEOMETRICAL INTERFACES FOR ASSEMBLY MODELING О ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ИНТЕРФЕЙСОВ ПОСТРОЕНИЯ МОДЕЛИ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ	65
Тодорова Е., Горанов П.	
THEORETICAL MODEL FOR EVALUATION OF THE AUTOMOBILE TRANSPORT EMITTED GASES IN THE ENVIRONMENT ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОЦЕНКИ ГАЗОВ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ	69
Асенов А. Пенчева В., Белоев Х.	
A SYNTHESIS OF THE MASS AND INERTIA PARAMETERS OF THE ADDITIONAL MASS FOR MAXIMAL CHANGE OF THE NATURAL FREQUENCIES OF THE THIN PLATES СИНТЕЗ МАСОВЫХ И ИНЕРЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ МАССОЙ С ЦЕЛЬ МАКСИМАЛЬНОЕ ИЗМЕНЕНИЕ ОПРЕДЕЛЕННЫХ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ТОНКОСТЕННЫХ ПЛАТЕЙ	73
Nedelchev K., Polihronov G., Kralov I.	
ИССЛЕДОВАНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОМБАЙНА В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ RESEARCH FUEL CONSUMPTION RATE OF AGRICULTURAL COMBINE IN REAL WORK CONDITIONS	77
Behched B., Beloev H., Delikostov T., Stanchev D.	
КАПИЛЛЯРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ПОТОКА В РОТАЦИОННОМ АНАЛИЗАТОРЕ ДИСПЕРСИВНОСТИ CAPILLARY MOVEMENT OF A FLOW IN THE ROTATIONAL DEVICE OF DISPERSION MEASURING	80
А. Гещадзе, Ц. Гегучадзе, А. Гогличидзе	
МЕТОДИКА ПОДБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖИТЕЛЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ АВТОМОБИЛЯ НА ГРУНТОВЫХ ДОРОГАХ THE SELECTION METHODS OF RATIONAL DIMENSIONS OF DRIVER FOR THE IMPROVEMENT OF AUTOMOBILE'S PASSABILITY OVER THE GROUND ROADS	82
Г. Гогитидзе, Д. Кбилашвили, Т. Морчадзе	
THE WHEEL WITH TRANSFORMATIVE FOOTING TRACKS КОЛЕСО С ТРАНСФОРМИРУЕМЫМИ ОПОРНЫМИ ТРЕКАМИ	85
Geguchadze A., Chabukiani R., Bzikadze G.	
THE ANALYSIS OF DOMINANT FACTORS OF LONGITUDINAL TRUCK VIBRATION WITHIN FREQUENCY RANGE 0-5 Hz АНАЛИЗ НА ДОМИНИРУЮЩИЕ ФАКТОРЫ ПРИ НАДЛЪЖНОМ ТРЕПТЕНИИ НА ТОВАРНОМ АВТОМОБИЛЕ В ЧЕСТОТНОМ ДИАПАЗОНЕ 0-5 Hz	87
Sakota Z., Diligenski D., Demic M., Casnji F.	

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КОЛЕСА С ГРУНТОМ METHOD OF DEFINITION OF PARAMETERS OF INTERACTION OF APNEUMATIC WHEEL WITH A GROUND	
M. Ткешелашвили, К. Чантурия, И. Качахидзе	91
UNCERTAINTY ANALYSIS AND ASSESSMENT IN RISK METRIC АНАЛИЗ И ОЦЕНКА НЕСИГУРНОСТИ В РИСКМЕТРИИ	
Vladimirov L.	93
АСПЕКТИ В ПРОЕКТИРАНЕТО НА КОРПУС ЗА ПОДВОДЕН РОБОТ U-BALL. HULL DESIGN OF UNDERWATER ROBOT U-BALL	
Вацкичев Ал., Вацкичева М.	97
EXPRESS-CONTROLLING METHOD AND DIAGNOSTIC DEVICE FOR THE MEASUREMENT OF EFFICIENCY OF THE CAR BRAKING SYSTEM ЕКСПРЕСЕН МЕТОД И ДИАГНОСТИЧНО УСТРОЙСТВО ЗА ОЦЕНЯВАНЕ НА ЕФЕКТИВНОСТТА НА СПИРАЧНАТА УРЕДБА НА АВТОМОБИЛ	
Bobokhidze B., Dvalishvili T.	100
COMPARATIVE NOISE MEASUREMENT AND ANALYSIS OF A CONSTRUCTION WITH CENTRIFUGAL VENTILATOR СРАВНИТЕЛНОЕ ИЗМЕРЕНИЕ И АНАЛИЗ ШУМА ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УРЕДБЫ	
Nikolai Kovachev	102
КОМПЮТЪРНА ВИЗУАЛИЗАЦИЯ НА АНТРОПОМЕТРИЧНИТЕ ЗРИТЕЛНИ ЗОНИ НА БАТМАНА COMPUTER VISUALISATION OF ANTHROPOMETRIC VISION FIELDS OF TRAM DRIVERS	
Jurum – Kipke J., Kovačević D., Baksa S.	106
MODELLING ALL-METAL FILTERS FOR DIFFERENT PURPOSES WITH ELASTIC ELEMENT IN THE FORM OF A CABLE МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ С УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИМ ЭЛЕМЕНТОМ В ВИДЕ ТРОСА	
Ponomarev U., Ermakov A., Melentjev V., Gvozdev A., Vasjukov E	111
APPLICATION OF RIGID MULTI BODY SYSTEM MODELLING TO VEHICLE OBSTACLE NEGOTIATION CAPABILITIES ПРИЛОЖЕНИЕ НА МОДЕЛИРАНЕТО НА СИСТЕМИ ОТ ТВЪРДИ ТЕЛА ЗА АНАЛИЗ НА СПОСОБНОСТТА НА АВТОМОБИЛА ЗА ПРЕОДОЛЯВАНЕ НА ПРЕПЯТСТВИЯ	
Šušteršič G., Ambrož M., Krašna S., Prebil I.	115
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦЫ ГРУЗА НА ЖЕЛОБЕ ВИБРАЦИОННОГО КОНВЕЙЕРА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЕЕ ИССЛЕДОВАНИЯ MATHEMATICAL MODEL OF THE LOAD PARTICLE MOVEMENT ON THE GUTTER OF THE VIBRATION CONVEYOR AND THE RESULTS OF ITS INVESTIGATION	
Ломидзе А.Н., Чоговадзе Дж. Т., Пурцхванидзе Г.Н.	119
ПРОТИВОПОСОЧНО ДВИЖЕНИЕ НА ОСТА НА НАПРЕЧНО ВИХРОВО ДВИЖЕНИЕ С ПРОТИВОПОТОК В СПЕЦИАЛНА ГОРИВНА КАМЕРА THE VICE-VERSE MOVEMENT OF REVERSE TUMBLE CENTER OF ROTATION IN PARTICULAR COMBUSTION CHAMBER	
Jovanovic Z., Masonicic Z., Tomic M. C.	122
ИЗСЛЕДВАНЕ НА ИЗНОСОУСТОЙЧИВОСТТА ПРИ ВЪЗСТАНОВЯВАНЕ НА ИЗНОСЕНИ ДЕТАЙЛИ ОТ ЗЕМЕДЕЛСКА ТЕХНИКА ЧРЕЗ НАВАРЯВАНЕ RESEARCHING OF THE WEAR RESISTANCE USING AUTOMATICAL ARC WELD COATINGS ON WORN OUT MACHINE PARTS FROM AGRICULTURAL TECHNIQUE	
Lyubenov D., Bekana D.	126
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ ТЕРМИНАЛА ГОТОВОЙ ПРОДУКЦИИ ЦЕХЕ КОЛЕСНЫХ ПАР НА “ВАГОНОРЕМОНТНОЙ ЗАВОД -99” АД TECHNOLOGICAL PROJECT OF TERMINAL FOR FINISHED PRODUCE OF “VAGONOREMONTEN ZAVOD – 99” AXEL WORKSHOP	
Stoilov V., Damianov B., Krastev O., Velov K., Slavchev S.	129

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ПАРАМЕТРИТЕ НА ШЕВА ЗА НЯКОЙ ОТМЕТОДИТЕ НА НАВАРЯВАНЕ ПРИ ВЪЗСТАНОВЯВАНЕ НАИЗНОСЕНИ ДЕТАЙЛИ ОТ ЗЕМЕДЕЛСКА ТЕХНИКА RESEARCHING OF THE LAP WELD PARAMETERS USING AUTOMATIC ARC WELD COATINGS ON WORN OUT MACHINE PARTS FROM AGRICULTURAL TECHNIQUE Lyubenov D.	133
SYSTEM FOR EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE CHARACTERISTICS HYDROSTATIC STEERING SYSTEM СИСТЕМА ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ СИСТЕМ Dimitrov S., Nedelchev K,	136
KINEMATIC AND FORCE ANALYSIS TO THE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR TRANSPORT VEHICLES КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ КЛИНОРЕМЕННЫХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН Gigov B., Motishev V.	140
CONTROL THROUGH MODEL OF UNMANNED AIRCRAFT УПРАВЛЕНИЕ БЕСПИЛОТНЫМ САМОЛЕТОМ ЧЕРЕЗ МОДЕЛЬ Йорданов Д.В., Гецов П.С.	144
RELIABILITY ASPECTS ON THE EXPLOITATION AND RECOVERY OF ECU DISTRIBUTOR FUEL- INJECTION PUMPS VP30 AND VP44 АСПЕКТЫ НАДЕЖНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОННОГО БЛОКА УПРАВЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВОМ ТОПЛИВА И УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКА НАСОСОВ VP30 И VP44 Узунтошев Тр. П.	148
СИНТЕЗ НА ОПТИМАЛНО И КВАЗИ-ОПТИМАЛНО УПРАВЛЕНИЕ НА ПОЛУАКТИВНО ОКАЧВАНЕ НА АВТОМОБИЛ OPTIMAL AND QUASI - OPTIMAL CONTROL SYNTHESIS OF SEMI ACTIVE CAR SUSPENSION Генев Ю., Арнаудов К., Венков Г., Ташков С., Трайков Б.	151
UNMANNED AERIAL VEHICLE DESIGN ПРОЕКТИРОВАНИЕ БЕЗПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА Urbahs A., Petrovs V., Savkovs K., Jakovlevs A., Bulanovs V.	161

**КИНЕМАТИЧЕН И СИЛОВ АНАЛИЗ НА
КЛИНОРЕМЪЧНА БЕЗСТЕПЕННА ТРАНСМИСИЯ ЗА
ТРАНСПОРТНИ МАШИНИ**

**KINEMATIC AND FORCE ANALYSIS TO THE
CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR
TRANSPORT VEHICLES**

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ
КЛИНОРЕМЕННЫХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ
ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

Doc. dr. Gigov B.¹, Conf. dr. eng. Motishev V.²
Faculty of Transport, – TU-Sofia, Bulgaria

Abstract: *In the present report are examine advantage and disadvantage to the stepless transmission, well as forces action in Continuous Variable Transmission(CVT). Work out an dependency from range to change on transmission ratio of stepless transmission. Work up a program working in ambient to Matlab, through that define thoroughly geometric parameter on stepless transmission..*

Keywords: RANGE OF CHANGE, STEPLESS TRANSMISSION, DIAMETERS, FORCES

1. Въведение

Безстепенната механична трансмисия известна още под наименованието CVT (Continuous Variable Transmission) по същество е предавателна кутия, при която предавателното отношение може да се променя плавно в зависимост от промяната параметрите на двигателя или промяна на пътните условия на движение на автомобила. Усилия за създаване на CVT съществува още от средновековието, такава трансмисия е проектирал Леонардо Да Винчи. Още с появата на първите автомобили се изпитва нуждата от безстепенни трансмисии. Защото характеристиката на двигателя, и по-точно кривата на въртящия момент, не са подходящи за директно свързване на автомобилните колела с колянният вал на двигателя. Това налага монтирането на съединител и предавателна кутия със строго фиксирани предавателни отношения. Монтирането на ръчна степенна предавателна кутия води до динамични натоварвания на механизмите на трансмисията. Тези натоварвания до голяма степен зависят от квалификацията на водача, освен това водача винаги е в състояние да прецени подходящата предавка за да обезпечи работата на двигателя в оптимален режим. От автомобилната теория е известно, че идеалният брой предавки на предавателната кутия е безкрайност т.е. предавателното отношение трябва да се променя плавно в достатъчно широк диапазон при промяна на един от параметрите – условия на движение или параметрите на двигателя. Тези недостатъци на ръчните кутии се избягват с въвеждането в автомобила на безстепенни автоматични предавателни кутии. Основните предимства на тези кутии пред ръчните предавателни кутии са следните:

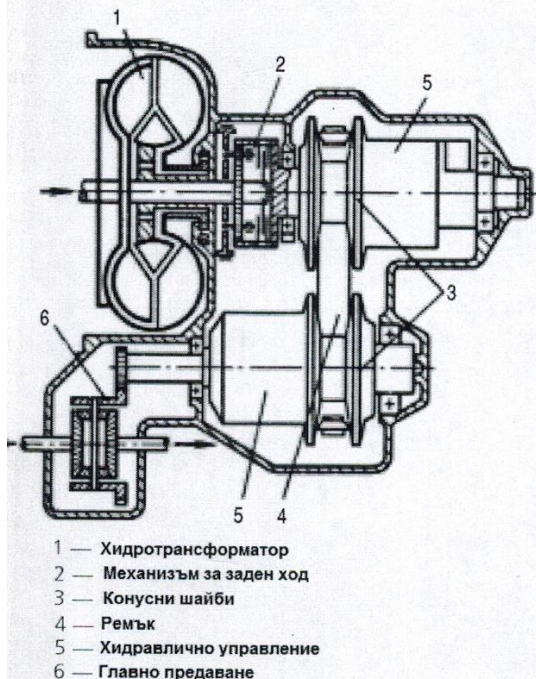
- оптимално използване на двигателя при различни режими на натоварване.
 - в следствие на оптималните работни режими на двигателя се постигат по-ниски норми на токсичност на отработилите газове.
 - подобрява се горивната икономичност на автомобила.
 - и най-важното преимущество - постоянно променящо се предавателно отношение осигуряващо по-добри теглително-скоростни свойства на автомобила.
 - по-голяма компактност в сравнение със съществуващите предавателни кутии.
- Наред с изброените предимства на безстепенните механични предавателни кутии те имат и някои недостатъци които се изразяват в следното:
- предават мощностният поток от двигателя на задвижващите колела чрез триене, което води до бързото им износване.
 - при потегляне на автомобила не осигуряват хлъзгане, което изисква монтиране на съединител или хидротрансформатор между двигателя и предавателната кутия.
 - имат ограничение в предавания максимален въртящ момент.
 - за производството им са нужни сложни и скъпи технологии, което оскъпява конструкцията им.
 - при клиноремъчните предавки се изискват големи сили на притискане на конусните шайби при предаване на голям въртящ момент, което от своя страна изисква по-високо налягане в хидравличната система за управление водещо до увеличаване на масата и габаритите на трансмисията.
 - клиноремъчната предавка не е реверсивна и се нуждае от допълнителни зъбни предавки за заден ход.

Известни са следните конструкции безстепенни механични трансмисии:

- фрикционна челна трансмисия
- фрикционна тороидална трансмисия
- фрикционна многодисква трансмисия
- фрикционна клиноремъчна трансмисия

В автомобилите най-голямо приложение от изброените трансмисии са намерили клиноремъчната и тороидалната трансмисия.

Клиноремъчната трансмисия е съставена от две двойки конусни шайби, като едната двойка шайби е предаваща, а другата приемаща въртящия момент. Шайбите са с противоположно ориентирани конусни повърхнини, които са свързани с гъвкав предавателен ремък.



фиг. 1

Първата шайба получава задвижване от двигателя и посредством предавателния ремък предава движението към втората шайба, която от своя страна го прехвърля към системата задвижваща колелата на автомобила. Промяната на предавателното отношение става чрез плавно преместване на положението на ремъка върху конусните повърхнини. Това преместване се осъществява посредством хидравлична управляваща система. При нужда от предаване на голям въртящ момент се увеличава натиска върху шайбите от хидравличната система, и респективно при по-малък въртящ момент натиска върху конусните шайби намалява.

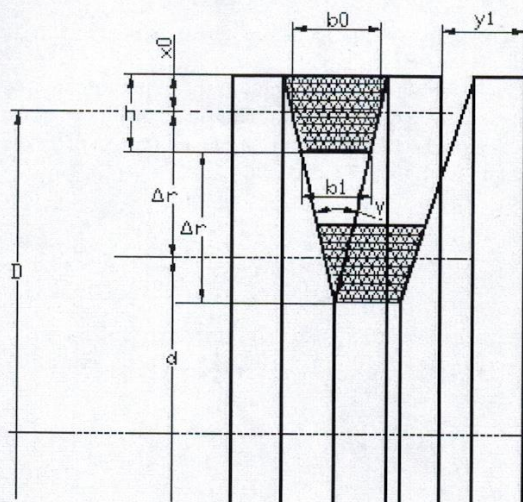
2. Силов и кинематичен анализ на клиноремъчна предавка

Предавателното отношение на клиноремъчната предавка се определя от израза:

$$i = \frac{D_{1x}}{D_{2x}}$$

където:

D_{1x}, D_{2x} – текущи диаметри на конусните шайби



фиг. 2

x_0 – неутрална линия

$$i_{\min} = \frac{d_1}{D_2} \text{ - минимално предавателно отношение}$$

$$i_{\max} = \frac{D_1}{d_2} \text{ - максимално предавателно отношение}$$

D_1, D_2 – максимални диаметри на задвижващата и задвижваната двойка конусни шайби

d_1, d_2 – минимални диаметри на задвижващата и задвижваната двойка конусни шайби

y_1, y_2 – аксиално преместване на конусните шайби

За симетрични предавки:

$$d_1 = d_2 = d \text{ [mm]}$$

$$D_1 = D_2 = D \text{ [mm]}$$

Диапазона на изменение на предавателното отношение се определя от израза:

$$W = \left(\frac{D}{d} \right)^2$$

Диапазонът (W) се ограничава от пределното радиално преместване на ремъка върху конусните повърхнини (Δr).

$$\Delta r = \frac{b_0}{2} \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2} - \frac{h}{2} = \frac{b_1}{2} \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2} \text{ [mm]}$$

- при зададено преместване на Δr

$$W = \left(1 + \frac{\Delta r_2}{r_2} \right) \left(1 + \frac{\Delta r_1}{r_1} \right)$$

Диапазонът (W) зависи от широчината на ремъка b_0 , ъгълът γ и диаметрите d_1 и d_2 . От условието за незаклинване на ремъка оптималната стойност на ъгъла γ е 22° . За нормална клиноремъчна предавка

диапазонът $W=5$, а за по-специални конструкции с по-широк ремък $W=10$.

Между y_1 и y_2 и предавателното отношение i има строга зависимост. Преместването на

y_1 и y_2 при определена стойност на i е различно. Това обяснява необходимостта от запазване на постоянно разстояние l между валовите и дължината на ремъка L . Дължината L на ремъка се определя от израза:

$$L \approx 2l + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D+d)^2}{4l} [\text{mm}]$$

l – разстояние между входящият и изходящият вал
Преместванията y_1 и y_2 се определят от изразите:

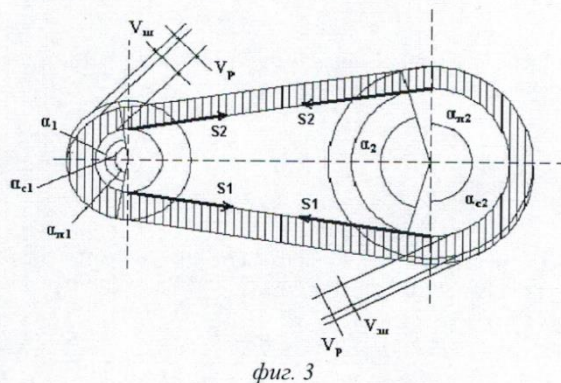
$$y_1 = \frac{D_{2x} - D_{1x}}{2} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} + \frac{(D_{2x} - D_{1x})^2}{4\pi l} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} [\text{mm}]$$

$$y_2 = \frac{D_{1x} - D_{2x}}{2} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} + \frac{(D_{2x} - D_{1x})^2}{4\pi l} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} [\text{mm}]$$

За диаметрите:

$$D_{1x} = \frac{i - \frac{\pi}{2}(1+i) + \sqrt{\frac{\pi^2}{4}(1+i)^2 + 2(1-i)^2 \left(\frac{L}{2l} - 1\right)}}{(1-i)^2}$$

$$D_{2x} = \frac{D_{1x}}{i} [\text{mm}]$$



Усилието в ремъка може да се запише с уравнението:

$$2S_0 = S_1 + S_2 [\text{N}]$$

S_1, S_2 – опъновни сили в ремъка

На празен ход $S_1 = S_2$

Периферната сила действаща на конусните шайби се изразява с израза:

$$P_0 = S_1 - S_2 [\text{N}]$$

Максималната периферна сила се получава на базата на формулата на Ойлер при наличие на условието да няма приплъзване между ремъка и конусната шайба.

$$P_0 = 2S_0 \frac{m-1}{m+1} [\text{N}]$$

където:

$m = e^{\alpha f^I}$ – коефициент

e – Неперово число

α – ъгъл на обхвата на ремъка върху конусната шайба в [rad]

f^I – приведен коефициент на триене

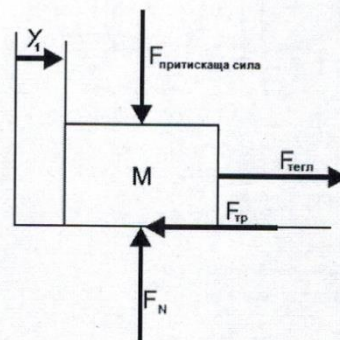
$$f^I = \frac{f}{\sin \frac{\gamma}{2}}$$

f – коефициент на триене между ремъка и конусната шайба

$$\beta = \frac{2S_0 \frac{m-1}{m+1}}{P_0}$$

β – Коефициент на запас

За определяне на коефициента на триене (f) се използва изчислителния модел показан на фиг. 4.



фиг. 4

F_N – нормална сила

$F_{тр}$ – сила на триене

$$F_{тр} \leq f \cdot F_N$$

КПД на клиноремъчната предавка се изразява чрез формулата:

$$\eta = 1 - \left[\frac{(1-\nu)(\sigma_0 - \sigma_u)}{E_p} + \frac{2(1-\nu)E_p}{K_0} \frac{J_p(i^2 + 1)}{FD_1^2} \right]$$

където:

E_p – модул на еластичност на ремъка

F_p – площ на сечението на ремъка

$K_0 = \frac{P_0}{F_p}$ – допустимо напрежение

σ_0 – опъново напрежение причинено от предварителния натяг на ремъка
 σ_u – опъново напрежение причинено от действието на центробежните сили върху ремъка
 J_p – инерционен момент на конусната шайба
 ν – коефициент на предаване на осовата сила

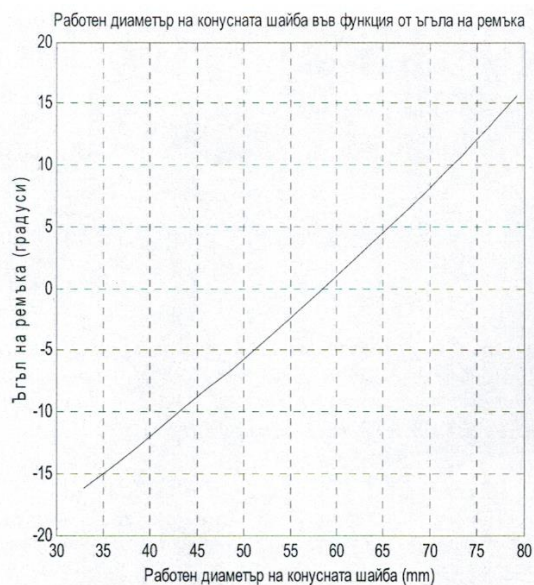
При изчисляването на клиноремъчни предавки за леки автомобили тенденциите са към използването на по-широки ремъци. Така се постига предаване на по-голям въртящ момент. Един от най-важните параметри който описва ремъка е допустимото напрежение K_0 . Това напрежение зависи от отношението b_0/h . Стойността на това отношение най- често е 2.5. Тази стойност се препоръчва и в справочната литература, при изчисляването на клиноремъчни предавки.

3. Резултати

На базата на изведените по-горе формули от настоящия доклад е направена програма в работеща в средата на Matlab®, чрез която много бързо и лесно се изчисляват геометричните параметри на клиноремъчните предавки. При работа с програмата се въвеждат следните параметри на предавката: дължина на ремъка, ширина, както и радиусите на първичната и вторичната конусни шайби. Резултатите от изчислението на програмата се визуализират в графичен вид и имат вида показан на фигура 4. От фигурата се виждат ясно минималните и максималните работни диаметри на клиноремъчната предавка, както и ъглите на обхват на ремъка. Разработена е и втора програма в средата на Matlab®, която графично показва зависимостта на ъгъла на ремъка във функция от минималния и максималния работен диаметър на конусната шайба. Резултатите от изчисленията на програмата са показани графично на фигура 5. С програмите разработени в настоящия доклад се оптимизира доста времето за работата при първоначалния анализ на клиноремъчните предавки. С въвеждането на няколко геометрични параметъра на предавката получаваме данни в графичен вид, които са необходими при по-нататъшното анализиране и изчисляване на безстепенни вариаторни предавки.



фиг. 4



фиг. 5

ЛИТЕРАТУРА

1. **В. А. Петров.** Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин, Машиностроение, Москва, 1968.
2. **К. Ганчев.** Автомобилна безстепенна скоростна кутия, 2003.
3. <http://www.radaa.ru/info/ency/transmission/126.html>
4. **P. Tenberge.** Power transmission in Continuously Variable Chain-Gears, 2004.
5. **Ir. B. Bonsen.** Development of a V-belt speed sensor for the CVT-CK2, 2005.