

2.4. Construcția și calculul transmisiei direcției

2.4.1. Stabilirea soluției constructive de transmisie a direcției (pentru punte articulată)

Soluția de transmisie a direcției pentru cazul mecanismului de acționare cu pinion și cremalieră este prezentată în figura 1 cu următoarele elemente componente: 1 – roți de direcție, 2 – volan, 3 – arbore volan articulat, 4 – mecanism de acționare cu pinion și cremalieră, 5 – cremalieră, 6 – părți ale barei transversale, 7 – levierul fuzetelor.

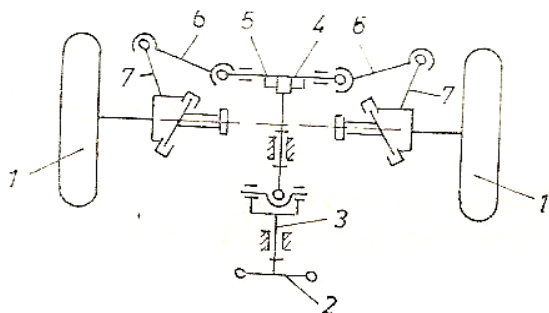


Fig. 1

2.4.2. Alegerea parametrilor transmisiei direcției

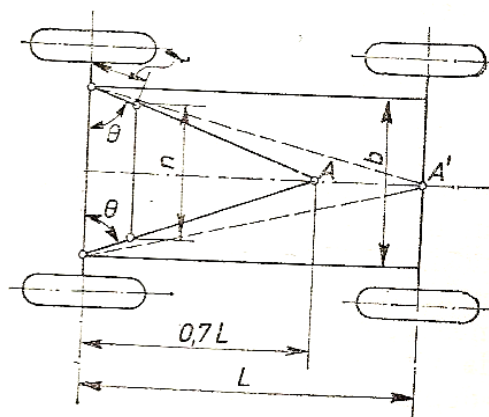
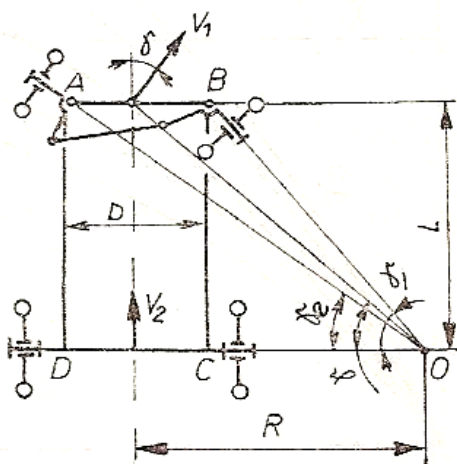


Fig. 2 – Schema pentru determinarea elementelor trapezului de direcție.

$$\operatorname{ctg} \gamma_e - \operatorname{ctg} \gamma_i = \frac{OD}{AD} - \frac{OC}{BC} = \frac{b}{L} = \text{const.}$$

Dimensiunile b, L se aleg constructiv; se impune unghiul de bracare a roții interioare $\gamma_i = 40 \dots 45^\circ$. Se calculează γ_e .

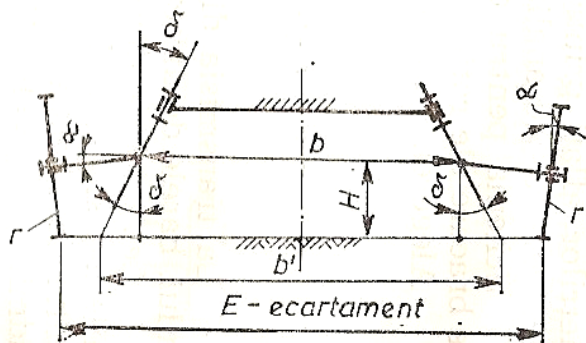
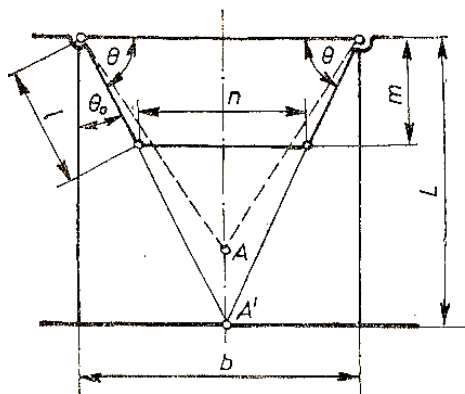


Fig. 3

Se adoptă unghiul de înclinare transversală a pivotului $\delta = 5 \dots 6^\circ$, $H \approx r = \text{raza roții}$.

Datorită înclinării transversale a pivotului cu unghiul δ , distanța dintre pivoți, la nivelul solului, va fi:

$$b' = b + 2H \operatorname{tg} \delta \approx b + 2r \operatorname{tg} \delta$$



Mărimile b , h și δ sunt date constructive ale punții din față. Lungimea n rezultă din relația:

$$\sin \theta_0 = \frac{b-n}{2l}; \quad \sin \theta_0 = \frac{n-b}{2l} \pm$$

prima relație fiind valabilă pentru trapezul posterior, iar a doua pentru trapezul anterior

Lungimea levierului fuzetei se alege constructiv, fiind recomandate valorile:

$$l = (0,12 \dots 0,20)b.$$

Parametrul principal θ_0 se determină cu relațiile:

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{b}{2L}$$

(cazul în care $\epsilon=0$ și $\delta=0$; prelungirea levierelor se întâlnește în A' — construcția Jeantaud — obținându-se o soluție aproximativă pentru condiția virării corecte în condițiile menționate; se recomandă în cazul automobilelor scurte cu $L/E < 1,6$):

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{b}{L \pm 2m} \quad \text{sau} \quad \operatorname{tg} \frac{\theta_0}{2} = \frac{b}{L + 2l}$$

(direcția levierelor intersectează axa de simetrie în A înaintea axei punții din spate):

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{b}{2(2,5b \pm m)}$$

(direcția levierelor intersectează axa de simetrie la distanța de $2,5b$, de bara transversală de direcție)

Trapezul de direcție

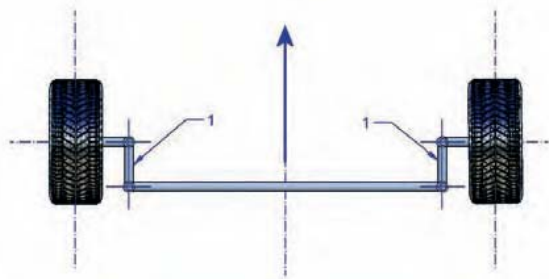


fig. 65 a

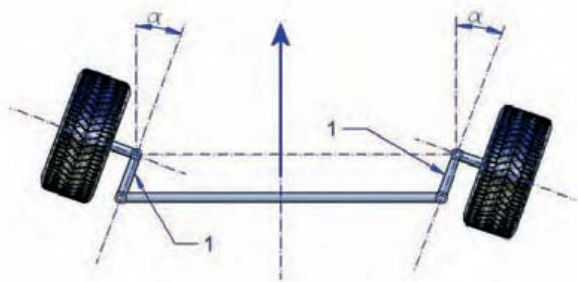


fig. 65 b

Bare de direcție simetrice

Convergență negativă a roților, proporțională cu raza de întoarcere, este generată de cele două bare de direcție atașate pivotului, cu lungimi și poziții bine definite.

Dacă, însă, cele două bare de direcție formează un paralelogram articulat simetric pentru ambele roți ale aceleiași punți, atunci condiția nu va fi satisfăcută (fig. 65).

De fapt, se poate vedea din fig. 65 că barele de direcție sunt paralele cu axa longitudinală a vehiculului, și ele rămân paralele și în timpul virării; același lucru se întâmplă și cu roata, care nu este capabilă să adopte poziția de convergență negativă necesară.

Fig. 66 Convergență necesară în timpul întoarcerii poate fi obținută numai dacă cele două bare de direcție formează un paralelogram asimetric, ceea ce înseamnă că barele de direcție converg către spatele vehiculului (vezi sistemele Jeantaud și Panhard).

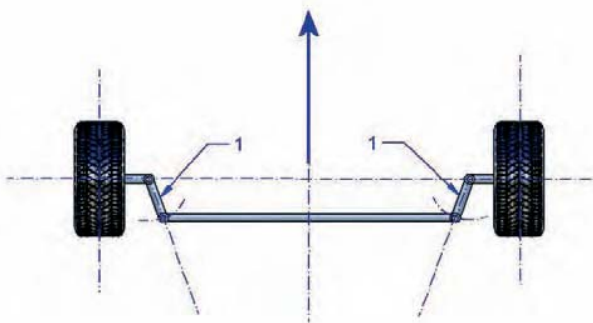


fig. 66

Bare directie asimetrice

În cazul paralelogramelor de direcție asimetrică, atunci când este negociată o curbă, o dată cu mișcarea barelor de direcție, arcele de cerc descrise de acestea au raze diferite. Acest lucru se întâmplă în fig. 67, unde bara de direcție de pe partea dreaptă urmează o traiectorie mai îndepărtată de axa longitudinală XX, și, în același timp, bara de direcție de pe partea stângă se apropie de axa YY; rezultatul se traduce prin faptul că bara de direcție dreaptă urmează arcul AB, creând un unghi α , iar bara de direcție stângă urmează arcul A'B' creând un unghi α' mai mic ca α .

Același efect este observat, mult mai ușor, dacă arcele BC și B'C' au unghiurile β și β' . Se poate trage concluzia că, cu paralelograme de direcție asimetrice, diferența de întoarcere dintre roata interioară și cea exterioară este dobândită, astfel producând o convergență progresivă în raport cu unghiul curbei negociate.

Condiția teoretică care leagă geometria direcției roților față (viratoare) de poziția roților spate (non viratoare), lucru necesar pentru a evita târârea acestora din urmă, este ca extensia axei barelor de direcție să se întâlnească exact prin centrul punții spate (fig. 68).

Unghiul α adoptat de barele de direcție devine o funcție a ampatamentului vehiculului și în consecință a raportului P/C.

O dată ce aceste condiții teoretice au fost îndeplinite, roțile, atunci când virează, adoptă o poziție perpendiculară pe raza traiectoriei curbei și nu sunt supuse nici unei alunecări/târâri laterale ce este atât de dăunătoare pneului (fig. 69).

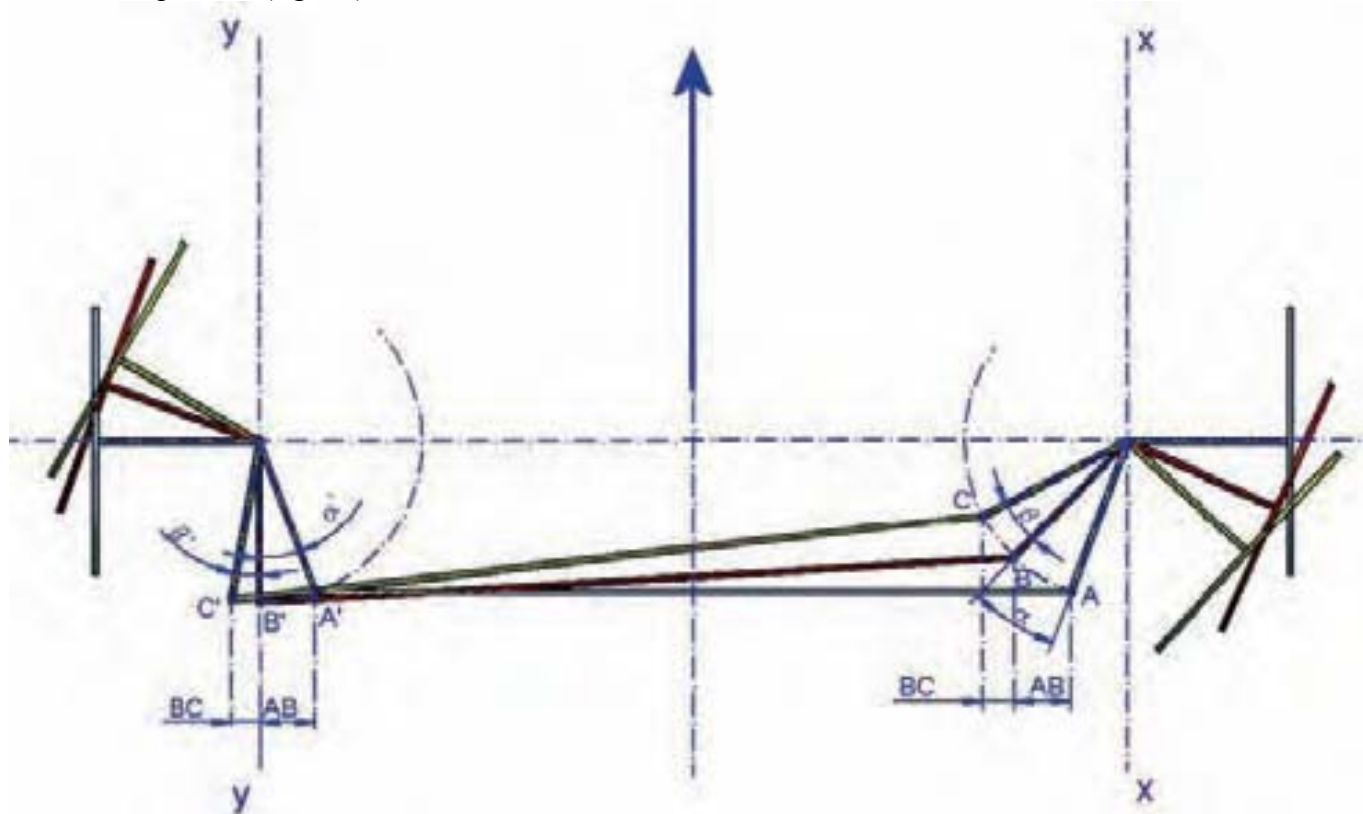


Fig. 67

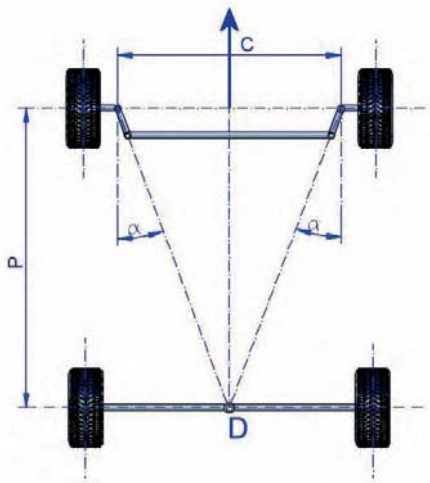


fig. 68

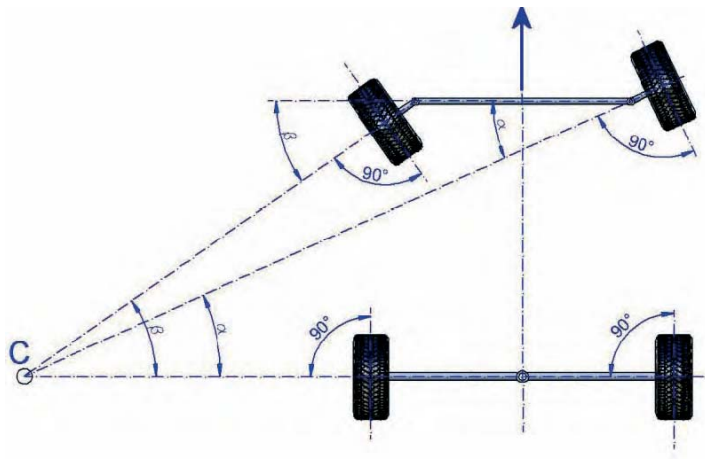


fig. 69

2.4.3. Determinarea cursei necesare cremalierii pentru acționarea direcției

Se impune poziția capătului cremalierii prin coordonate

2.4.4. Calculul transmisiei direcției

vezi CURS 5 - 6

1. Levierul de direcție
2. Bara longitudinală de direcție
3. Bara transversală de direcție
4. Verificarea bolțurilor sferice ale articulațiilor barelor de direcție