

Denne fil er downloadet fra
Danmarks Tekniske Kulturarv
www.tekniskkulturarv.dk

Danmarks Tekniske Kulturarv drives af DTU Bibliotek og indeholder scannede bøger og fotografier fra bibliotekets historiske samling.

Rettigheder

Du kan læse mere om, hvordan du må bruge filen, på
www.tekniskkulturarv.dk/about

Er du i tvivl om brug af værker, bøger, fotografier og tekster fra siden, er du velkommen til at sende en mail til *tekniskkulturarv@dtu.dk*

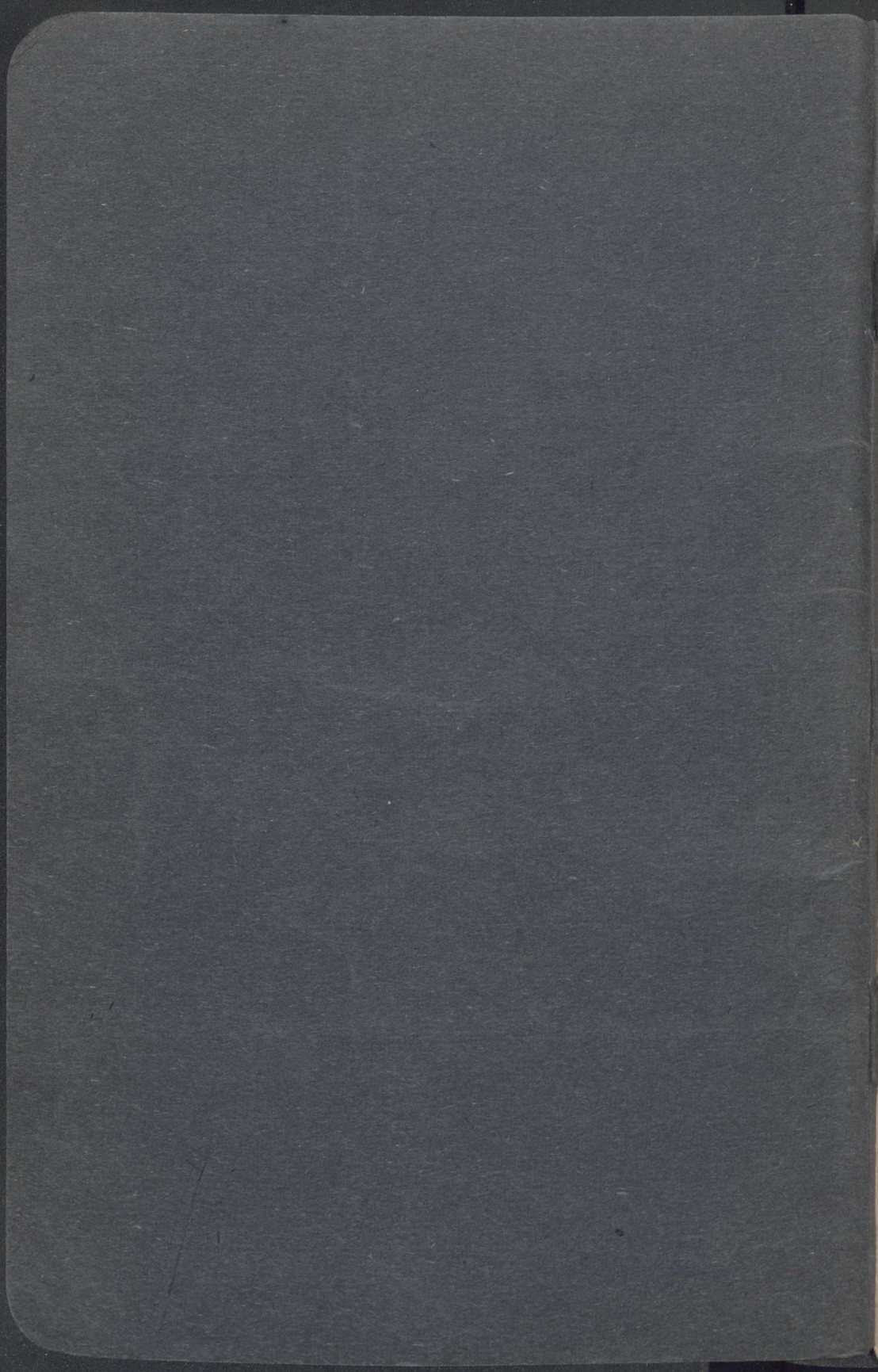
AKTIESELSKABET

NIELSEN & WINTHER



TANDHJUL

1919





Almindelige Bemærkninger om Tandhjul.

I GENNEM en lang Aarrække har vi sat et stort Arbejde ind paa at systematisere, udvikle og forbedre Tandhjulsfræsningen, og vi er fremdeles ved Nyanskaffelser af forskellige moderne Hjulfræsemaskiner — væsentligst af egen Konstruktion og Fabrikat — fuldt ud paa Højde med de ledende udenlandske Fabrikker paa dette Omraade.

Cylindriske Tandhjul, Snækkehjul og tildels Skruehjul fræser vi med Snækkefræser, og medens Hjulet roterer. For hver Deling anvendes kun een saadan Fræser uanset Tandantallet. Man opnaar derved en ensartet Fortanding og altid den absolut korrekte Tandform, og som Følge deraf den bedst mulige Indgribning og Gang.

Vi benytter udelukkende Evolventefortanding.

Vi leverer komplette Tandhjul i enhver ønskelig Udførelse og er til Fremstilling af disse ligeledes i Besiddelse af de mest moderne Værktøjsmaskiner og Hjælpemidler, saaledes at vort Fabrikat opfylder enhver Fordring til Nøjagtighed og Ydeevne.

Da vi disponerer over en righoldig Modelsamling af Tandhjul, kan vi i de fleste Tilfælde spare vore Kunder for Modeludgifter, hvilket navnlig er af stor Betydning i Tilfælde, hvor der kun er Brug for enkelte Hjul.

Cylindriske Tandhjul fremstiller vi i enhver Udførelse indtil en Diameter paa 2100 mm og efter de paa Side 13 og 14 opførte Normale Delinger. — Vi kan ogsaa udføre Hjul med andre Delinger, men maa da fremstille dertil fornødne Fræsere paa vedkommende Kundes Regning, hvad der dels tager lang Tid og dels fordyrer Hjulet ret betydeligt.

1919.
621,83 Niel - 91. - 5 -



Koniske Tandhjul med Diametre mellem 150 og 750 mm fremstiller vi med teoritisk korrekt høvlede Tænder og med Forhold fra 1:1 til 1:3 og med Delinger fra 2 til 10 Modul. Mindre koniske Hjul med Diameter under 260 mm og Forhold fra 1:1 til 1:12 og Delinger ikke over Modul 4 fræser vi automatisk og teoritisk korrekt med retlinede Enkeltfræsere.

Skruehjul fremstiller vi med vore Systemer af Fræsere som Grundlag i alle forskellige Forhold og i Diametre indtil 500 mm. Ved Beregning af Skruehjul maa der, for at undgaa unødvendige Udgifter, altid vælges saadanne *normale Delinger*, hvortil vi har Fræsere. (Se Tabel Side 13 og 14).

Beregningen af Skruehjul er ret omstændelig, og man er ofte nødt til at prøve sig frem, før man naaer et brugeligt Resultat. Saafernt det derfor maatte ønskes, er vi stedse rede til at foretage Beregningen af Skruehjul for vore Kunder.

Snekkehjul fremstiller vi i Diametre indtil 1200 mm og efter de paa Siderne 52—56 opførte Snekefræsere.

Snekker, saavel enkelt- som flerløbede, højre- eller venstreskaarne, fremstiller og fræser vi i alle de mest anvendte Delinger.

For at fremme Ekspeditionen det mest mulige maa vi ved Indsendelse af Forespørgsler og Bestillinger udbede os følgende Oplysninger:

For cylindriske Tandhjul:

Tandantal,
Modul,
Centerafstand.

For koniske Tandhjul:

Tandantal af det drivende Hjul,
Tandantal af det deri indgribende Hjul,
Modul eller største udvendige Diameter,
Akselvinkel.



For Skruehjul:

Tandantal af det drivende Hjul,
Tandantal af det deri indgribende Hjul,
Normal-Modul,
Centerafstand,
Stigningsretning, højre eller venstre,
Akselvinkel.

For Snekkehjul og Snekker:

Tandantal,
Modul,
Stigning eller Antal Løb,
Stigningsretning, højre eller venstre,
Centerafstand.

Ved Forespørgsler paa Tandhjul, hvis Beregning og Konstruktion overlades til os, maa vi endvidere udbede os Oplysninger om:

Det Antal Hestekræfter, der skal overføres,
Det drivende Hjuls Omdrejningstal pr. Minut,
Udvekslingsforholdet,

samt for Snekkemekanismers Vedkommende:

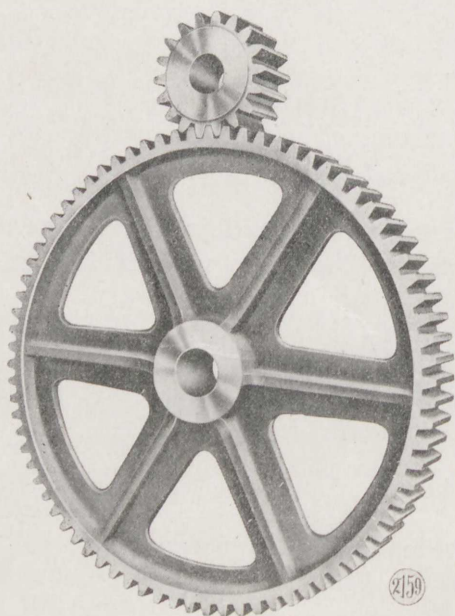
Varigheden af Driftsperioden,
Om der ønskes Selvspærring.

Idet vi henviser til vort mangeaarige Arbejde med Fremstilling af Tandhjul og de dermed indhøstede Erfaringer, som stedse staar til Raadighed for vore Kunder, naar de ønsker Raad eller Oplysninger vedrørende Tandhjul og deres Beregning, beder vi Dem erindre, at vi har alle Betingelser for at kunne betjene Dem til Deres Tilfredshed, netop fordi

*Vi er Specialister
i Fremstilling af Tandhjul.*



Cylindriske Tandhjul



Der er vel næppe nogen mekanisk Opgave, der er bleven behandlet saa ofte og saa omstændeligt som Fremstillingen af Tandhjul.

I det efterfølgende er der kort men nogenlunde udtømmende gjort Rede for, hvad der karakteriserer de forskellige Systemer, som anvendes ved Tandhjulskonstruktion, og givet den fornødne Vejledning til paa egen Haand at udføre Beregningen af alle gængse Arter af Tandhjul, samt, for det Tilfælde at man ønsker Beregningen udført af os, præciseret hvilke Oplysninger, der da maa meddeles os.



Der anvendes ved Beregningen følgende 3 Systemer:

- 1) *Modulsystemet*, der nu er det almindeligste og tillige det bekvemmeste at anvende, naar der arbejdes efter det metriske System.
- 2) *Det diametrale System* (»Pitch«-Systemet), der almindelig anvendes, hvor der endnu arbejdes efter det engelske Maal.
- 3) *Det cirkulære System*, der er upraktisk og derfor yderst sjældent anvendes.

Følgende Betegnelser anvendes i det efterfølgende:

Delecirkeldiameter	D
Tandhjulets udvendige Diameter	Du
Delingen: Afstanden mellem Midtpunkterne af 2 paa hinanden følgende Tænder, maalt som Bue paa Delecirklen	d
Modul	M
Pitch	P
Tandantal	t
Centerafstand	C
Tandbredde	b
Koefficient for Materialepaavirkning	k
Antal Hestekræfter, der skal overføres	N
Omdrejningstal pr. Minut	n
Delecirkelns Periferihastighed i Meter pr. Sekund	v



1. Modulsystemet.

Da Længden af Delecirkelns Periferi er $\pi \times D = t \times d$, bliver

$$D = t \times \frac{d}{\pi}$$

Det vil sige, at Delecirkeldiameteren er et Produkt af Tandantallet, Delingen og $\frac{1}{\pi}$. Da π er et irrationalt Tal, vil D og dermed ogsaa Du blive irrationale Størrelser, hvilket giver upraktiske Maal at arbejde efter. Saafremt man derimod vælger d som et Multiplum af π , altsaa $d = \pi \times M$, vil man altid faa D som et rationalt Tal. Man har da:

$$D = t \times \frac{\pi \times M}{\pi} = t \times M$$

Af $d = \pi \times M$ faar man:

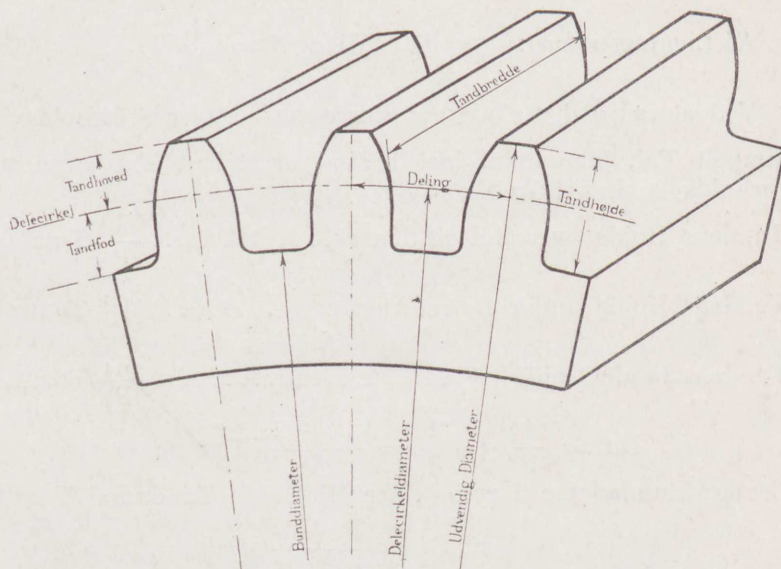
$$M = \frac{d}{\pi}$$

hvilket Forhold kaldes *Delingens Modul*.

Da nu t er et helt Tal, og man altid vælger en simpel Værdi for M, faar man ogsaa forholdsvis simple Værdier saavel for D som for Du.

Tandhjulets Dimensioner er bestemte ved følgende Formler:

Delingen maalt som Bue paa Delecirklen	$= \pi \times M$	i mm
Delediameteren	$= t \times M$	»
Udvendig Diameter	$= (t+2) \times M$	»
Tandens Højde over Delecirklen	$= 1 \times M$	»
Tandens Højde under Delecirklen	$= 1,16 \times M$	»
Tandens totale Højde	$= 2,16 \times M$	»
Tandens Tykkelse maalt som Bue paa Delecirklen	$= \frac{\pi}{2} \times M$	»
Normal Tandbredde	$= 10 \times M$	»
Centerafstanden for 2 Hjul med Tandantal henholdsvis T og t	$= \frac{T+t}{2} \times M$	»



Eksempel: Hoveddimensionerne for et Sæt cylindriske Tandhjul Modul 8 med 80 Tænder paa Hjulet og 30 Tænder paa Drevet bliver:

Hjulet

Delediameter..... $80 \times 8 = 640$ mm

Udvendig Diameter..... $(80 + 2) \times 8 = 656$ mm

Drevet

Delediameter..... $30 \times 8 = 240$ mm

Udvendig Diameter..... $(30 + 2) \times 8 = 256$ mm

Tandbredde $10 \times 8 = 80$ mm

Centerafstand = $\frac{80 + 30}{2} \times 8 = 440$ mm

2. Det diametrale System.

(Pitch-Systemet).

Da »Pitch'en« $P = \frac{t}{D} = \frac{\pi}{d}$, angiver den altsaa Antallet af Tænder i Hjulet for hver Tomme af dets Delecirkels Diameter [eller Antallet af Tænder paa en Buelængde af π Tommer].



Af Ligningen faas: $t = P \times D$ og $D = \frac{t}{P}$

Ved at vælge d saaledes, at Størrelsen $\frac{\pi}{d}$ bliver et forholdsvis simpelt Tal, faar man, idet t altid er et helt Tal ogsaa en forholdsvis simpel Værdi af D .

Tandens Højde over Delecirklen er $\frac{1}{P}$ Tomme

Tandens Højde under Delecirklen er $\frac{1,16}{P}$ Tomme

Tandens totale Højde er $\frac{2,16}{P}$ Tomme

$$Du = \frac{t}{P} + \frac{2}{P} = \frac{t + 2}{P} \text{ Tomme}$$

Centerafstanden for 2 cylindriske Hjul med Tandantal T og t

$$\text{er: } C = \frac{T + t}{2 \times P}$$

3. Det cirkulære System.

Man gaar i dette System ud fra den cirkulære Deling d ; at et Tandhjul har 1" Deling vil sige, at Afstanden mellem Midtpunkterne af 2 paa hinanden følgende Tænder maalt som Bue paa Delecirklen er 1".

Tandens Højde over Delecirklen er $\frac{d}{\pi}$ Tomme

Tandens Højde under Delecirklen er $\frac{d}{\pi} + \frac{d}{20}$ Tomme

Tandens totale Højde er $\frac{2d}{\pi} + \frac{d}{20}$ Tomme

$$D = \frac{t \times d}{\pi}$$

$$Du = \frac{d}{\pi} \times (t + 2)$$

Centerafstanden for 2 Hjul med Delediametre henholdsvis D og D_1 er:

$$C = \frac{D + D_1}{2}$$

Systemet er, som ovenfor omtalt, meget upraktisk, da ydre Hjuldiametre og Centerafstande saa godt som altid bliver meget ubekvemme Decimalbrøker.



Almindelige Bemærkninger om Tandhjul.

I GENNEM en lang Aarrække har vi sat et stort Arbejde ind paa at systematisere, udvikle og forbedre Tandhjulsfræsningen, og vi er fremdeles ved Nyanskaffelser af forskellige moderne Hjulfræsemaskiner — væsentligst af egen Konstruktion og Fabrikat — fuldt ud paa Højde med de ledende udenlandske Fabrikker paa dette Omraade.

Cylindriske Tandhjul, Snekkehjul og tildels Skruehjul fræser vi med Snekkefræser, og medens Hjulet roterer. For hver Deling anvendes kun een saadan Fræser uanset Tandantallet. Man opnaar derved en ensartet Fortanding og altid den absolut korrekte Tandform, og som Følge deraf den bedst mulige Indgribning og Gang.

Vi benytter udelukkende Evolventefortanding.

Vi leverer komplette Tandhjul i enhver ønskelig Udførelse og er til Fremstilling af disse ligeledes i Besiddelse af de mest moderne Værktøjsmaskiner og Hjælpemidler, saaledes at vort Fabrikat opfylder enhver Fordring til Nøjagtighed og Ydeevne.

Da vi disponerer over en righoldig Modelsamling af Tandhjul, kan vi i de fleste Tilfælde spare vore Kunder for Modeludgifter, hvilket navnlig er af stor Betydning i Tilfælde, hvor der kun er Brug for enkelte Hjul.

Cylindriske Tandhjul fremstiller vi i enhver Udførelse indtil en Diameter paa 2100 mm og efter de paa Side 13 og 14 opførte Normale Delinger. — Vi kan ogsaa udføre Hjul med andre Delinger, men maa da fremstille dertil fornødne Fræsere paa vedkommende Kundes Regning, hvad der dels tager lang Tid og dels fordyrer Hjulet ret betydeligt.



Koniske Tandhjul med Diametre mellem 150 og 750 mm fremstiller vi med teoritisk korrekt høvlede Tænder og med Forhold fra 1:1 til 1:3 og med Delinger fra 2 til 10 Modul. Mindre koniske Hjul med Diameter under 260 mm og Forhold fra 1:1 til 1:12 og Delinger ikke over Modul 4 fræser vi automatisk og teoritisk korrekt med retlinede Enkeltfræsere.

Skruehjul fremstiller vi med vore Systemer af Fræsere som Grundlag i alle forskellige Forhold og i Diametre indtil 500 mm. Ved Beregning af Skruenhjul maa der, for at undgaa unødvendige Udgifter, altid vælges saadanne *normale Delinger*, hvortil vi har Fræsere. (Se Tabel Side 13 og 14).

Beregningen af Skruenhjul er ret omstændelig, og man er ofte nødt til at prøve sig frem, før man naaar et brugeligt Resultat. Saafremt det derfor maatte ønskes, er vi stedse rede til at foretage Beregningen af Skruenhjul for vore Kunder.

Snekkehjul fremstiller vi i Diametre indtil 1200 mm og efter de paa Siderne 52—56 opførte Snekefræsere.

Snekker, saavel enkelt- som flerløbede, højre- eller venstreskaarne, fremstiller og fræser vi i alle de mest anvendte Delinger.

For at fremme Ekspeditionen det mest mulige maa vi ved Indsendelse af Forespørgsler og Bestillinger udbede os følgende Oplysninger:

For cylindriske Tandhjul:

Tandantal,
Modul,
Centerafstand.

For koniske Tandhjul:

Tandantal af det drivende Hjul,
Tandantal af det deri indgribende Hjul,
Modul eller største udvendige Diameter,
Akselvinkel.



For Skruehjul:

Tandantal af det drivende Hjul,
Tandantal af det deri indgribende Hjul,
Normal-Modul,
Centerafstand,
Stigningsretning, højre eller venstre,
Akselvinkel.

For Snekkehjul og Snekker:

Tandantal,
Modul,
Stigning eller Antal Løb,
Stigningsretning, højre eller venstre,
Centerafstand.

Ved Forespørgsler paa Tandhjul, hvis Beregning og Konstruktion overlades til os, maa vi endvidere udbede os Oplysninger om:

Det Antal Hestekræfter, der skal overføres,
Det drivende Hjuls Omdrejningstal pr. Minut,
Udvekslingsforholdet,

samt for Snekkemekanismers Vedkommende:

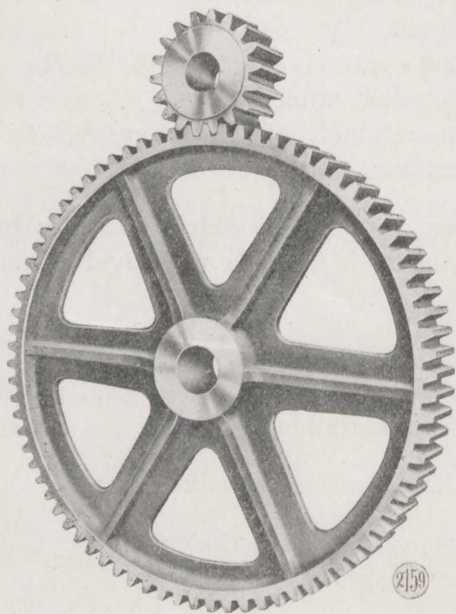
Varigheden af Driftsperioden,
Om der ønskes Selvspærring.

Idet vi henviser til vort mangeaarige Arbejde med Fremstilling af Tandhjul og de dermed indhøstede Erfaringer, som stedse staar til Raadighed for vore Kunder, naar de ønsker Raad eller Oplysninger vedrørende Tandhjul og deres Beregning, beder vi Dem erindre, at vi har alle Betingelser for at kunne betjene Dem til Deres Tilfredshed, netop fordi

*Vi er Specialister
i Fremstilling af Tandhjul.*



Cylindriske Tandhjul



Der er vel næppe nogen mekanisk Opgave, der er bleven behandlet saa ofte og saa omstændeligt som Fremstillingen af Tandhjul.

I det efterfølgende er der kort men nogenlunde udtømmende gjort Rede for, hvad der karakteriserer de forskellige Systemer, som anvendes ved Tandhjuls konstruktion, og givet den fornødne Vejledning til paa egen Haand at udføre Beregningen af alle gængse Arter af Tandhjul, samt, for det Tilfælde at man ønsker Beregningen udført af os, præciseret hvilke Oplysninger, der da maa meddeles os.



Der anvendes ved Beregningen følgende 3 Systemer:

- 1) *Modulsystemet*, der nu er det almindeligste og tillige det bekvemmeste at anvende, naar der arbejdes efter det metriske System.
- 2) *Det diametrale System* (»Pitch«-Systemet), der almindelig anvendes, hvor der endnu arbejdes efter det engelske Maal.
- 3) *Det cirkulære System*, der er upraktisk og derfor yderst sjældent anvendes.

Følgende Betegnelser anvendes i det efterfølgende:

Delecirkeldiameter	D
Tandhjulets udvendige Diameter	Du
Delingen: Afstanden mellem Midtpunkterne af 2 paa hinanden følgende Tænder, maalt som Bue paa Delecirklen	d
Modul	M
Pitch	P
Tandantal	t
Centerafstand	C
Tandbredde	b
Koefficient for Materialepaavirkning	k
Antal Hestekræfter, der skal overføres	N
Omdrejningstal pr. Minut	n
Delecirkelns Periferihastighed i Meter pr. Sekund	v



1. Modulsystemet.

Da Længden af Delecirkelens Periferi er $\pi \times D = t \times d$, bliver

$$D = t \times \frac{d}{\pi}$$

Det vil sige, at Delecirkeldiameteren er et Produkt af Tandantallet, Delingen og $\frac{1}{\pi}$. Da π er et irrationalt Tal, vil D og dermed ogsaa Du blive irrationale Størrelser, hvilket giver upraktiske Maal at arbejde efter. Saafremt man derimod vælger d som et Multiplum af π , altsaa $d = \pi \times M$, vil man altid faa D som et rationalt Tal. Man har da:

$$D = t \times \frac{\pi \times M}{\pi} = t \times M$$

Af $d = \pi \times M$ faar man:

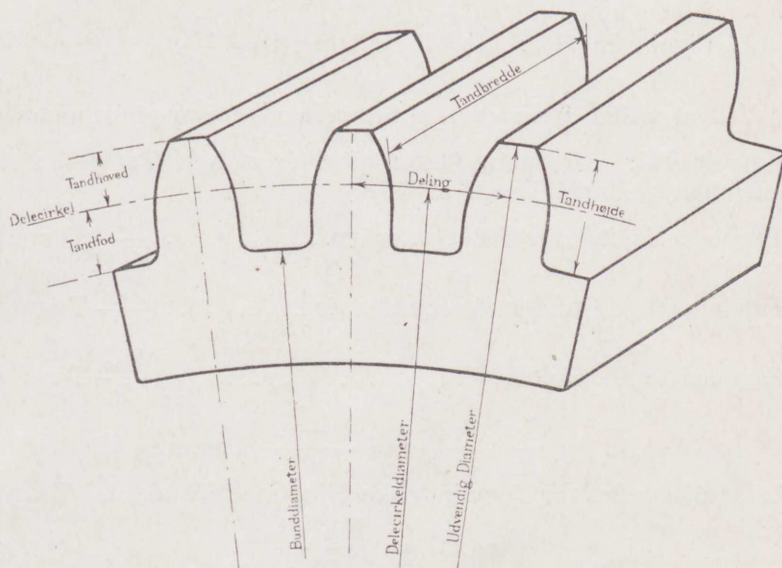
$$M = \frac{d}{\pi}$$

hvilket Forhold kaldes *Delingens Modul*.

Da nu t er et helt Tal, og man altid vælger en simpel Værdi for M, faar man ogsaa forholdsvis simple Værdier saavel for D som for Du.

Tandhjulets Dimensioner er bestemte ved følgende Formler:

Delingen maalt som Bue paa Delecirklen.	$= \pi \times M$	i mm
Delediameteren	$= t \times M$	»
Udvendig Diameter	$= (t + 2) \times M$	»
Tandens Højde over Delecirklen	$= 1 \times M$	»
Tandens Højde under Delecirklen	$= 1,16 \times M$	»
Tandens totale Højde	$= 2,16 \times M$	»
Tandens Tykkelse maalt som Bue paa Delecirklen	$= \frac{\pi}{2} \times M$	»
Normal Tandbredde	$= 10 \times M$	»
Centerafstanden for 2 Hjul med Tandantal henholdsvis T og t	$= \frac{T+t}{2} \times M$	»



Eksempel: Hoveddimensionerne for et Sæt cylindriske Tandhjul Modul 8 med 80 Tænder paa Hjulet og 30 Tænder paa Drevet bliver:

Hjulet

Delediameter..... $80 \times 8 = 640$ mm

Udvendig Diameter..... $(80 + 2) \times 8 = 656$ mm

Drevet

Delediameter..... $30 \times 8 = 240$ mm

Udvendig Diameter..... $(30 + 2) \times 8 = 256$ mm

Tandbredde $10 \times 8 = 80$ mm

Centerafstand $= \frac{80 + 30}{2} \times 8 = 440$ mm

2. Det diametrale System.

(Pitch-Systemet).

Da »Pitch'en« $P = \frac{t}{D} = \frac{\pi}{d}$, angiver den altsaa Antallet af Tænder i Hjulet for hver Tomme af dets Delecirkels Diameter [eller Antallet af Tænder paa en Buelængde af π Tommer].



Af Ligningen faas: $t = P \times D$ og $D = \frac{t}{P}$

Ved at vælge d saaledes, at Størrelsen $\frac{\pi}{d}$ bliver et forholdsvis simpelt Tal; faar man, idet t altid er et helt Tal ogsaa en forholdsvis simpel Værdi af D .

Tandens Højde over Delecirklen er $\frac{1}{P}$ Tomme

Tandens Højde under Delecirklen er $\frac{1,16}{P}$ Tomme

Tandens totale Højde er $\frac{2,16}{P}$ Tomme

$$Du = \frac{t}{P} + \frac{2}{P} = \frac{t + 2}{P} \text{ Tomme}$$

Centerafstanden for 2 cylindriske Hjul med Tandantal T og t

$$\text{er: } C = \frac{T + t}{2 \times P}$$

3. Det cirkulære System.

Man gaar i dette System ud fra den cirkulære Deling d ; at et Tandhjul har 1" Deling vil sige, at Afstanden mellem Midtpunkterne af 2 paa hinanden følgende Tænder maalt som Bue paa Delecirklen er 1".

Tandens Højde over Delecirklen er $\frac{d}{\pi}$ Tomme

Tandens Højde under Delecirklen er $\frac{d}{\pi} + \frac{d}{20}$ Tomme

Tandens totale Højde er $\frac{2d}{\pi} + \frac{d}{20}$ Tomme

$$D = \frac{t \times d}{\pi}$$

$$Du = \frac{d}{\pi} \times (t + 2)$$

Centerafstanden for 2 Hjul med Delediametre henholdsvis D og D_1 er:

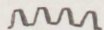
$$C = \frac{D + D_1}{2}$$

Systemet er, som ovenfor omtalt, meget upraktisk, da ydre Hjuldiametre og Centerafstande saa godt som altid bliver meget ubekvemme Decimalbrøker.

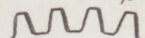
Normale Tandprofiler.

Naturlig Størrelse.

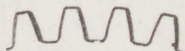
Model 1.



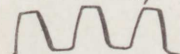
Model 1,5.



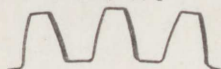
Model 2.



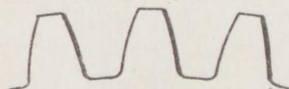
Model 2,5



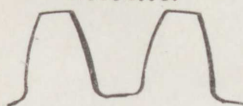
Model 3.



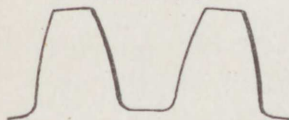
Model 4.



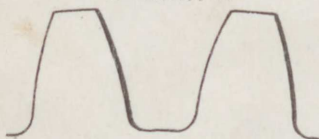
Model 5.



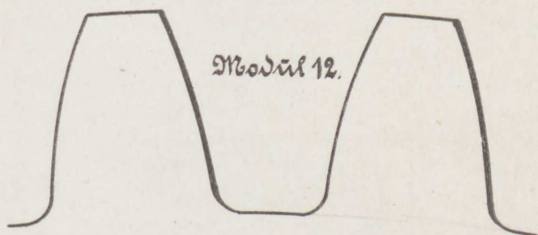
Model 6.



Model 7.



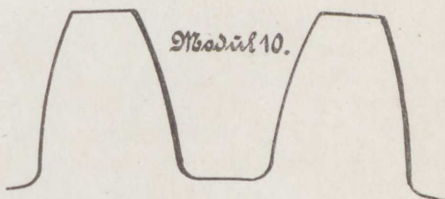
Model 12.



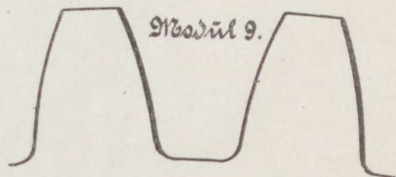
Model 11.



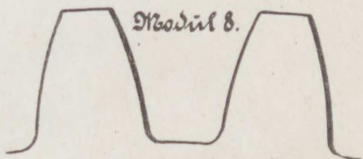
Model 10.

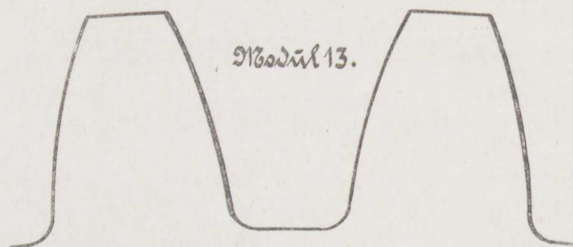


Model 9.

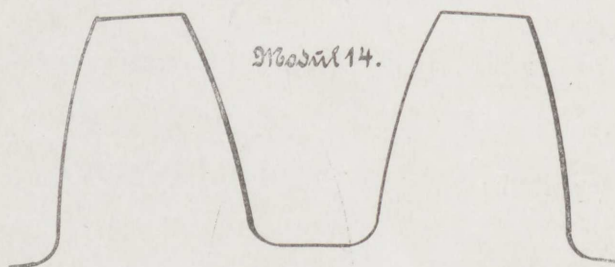


Model 8.

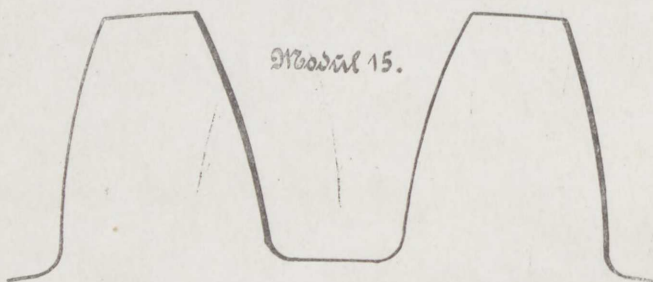




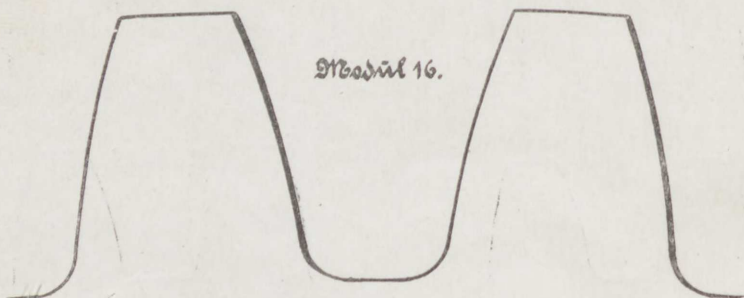
Modul 13.



Modul 14.



Modul 15.



Modul 16.



Korrektion af cylindriske Tandhjul.

Ved Evolventefortanding med en Indgrebsvinkel paa $14^{\circ},5$ bliver Tænderne underskaarne, naar Tandantallet kommer under 31. Grunden hertil er, at Grundcirklen, hvorfra Evolventebuen afvikles, ved aftagende Tandantal nærmer sig Hjulets Delecirkel, og at Snekkefræseren som Følge deraf fræser noget bort af den Del af Tandens Flanke, som ligger under Grundcirklen, og som normalt skulde være radial.

Da Underskæringen svækker Tænderne og tillige foraarsager daarlig Indgribning, og at Tænderne har Tilbøjelighed til at klemme, søger man ved Korrektion at undgaa disse Ulemper.

Tandantallet bør aldrig vælges under 12, og hvis man ikke ønsker at korrigere Tandens og vil undgaa for stærkt underskaarne og derfor mindre stærke Tænder, ikke under 24; jo længere man gaar ned under 24, desto svagere bliver Tænderne.

Korrektionen kan foretages paa forskellig Maade. Saaledes kan man ved at vælge en Indgrebsvinkel paa 25° fremstille Hjul med 8 Tænder uden Underskæring. Dette er imidlertid en meget kostbar Metode, som kræver specielle Snekkefræsere. For at undgaa de dermed forbundne Omkostninger gaar man ud fra de for Haanden værende Snekkefræsere og forøger Tandhjulets udvendige Diameter saa meget, at den nyttige Del af Tandens kommer til at ligge over Grundcirklen, hvorved opnaas, at hele Tandflanken bliver fræset som en Evolventebue, og at man faar en tyk Tandrod. Tandens fræses som sædvanlig til normal Dybde $= 2,16 \times \text{Modulen}$.

Efterfølgende Tabel Side 17 viser en Konstant q , som multipliceret med Modulen giver Tillæget til det lille Hjuls udvendige Diameter, udregnet til de forskellige Tandantal. Diameteren du beregnes i Henhold hertil efter følgende Formel:

$$du = tM + 2M + qM = (t + 2 + q) \times M$$

Det anbefales at forøge et Hjulpars Centerafstand i samme Forhold, som Drevets Diameter er blevet forøget ved Korrektionen; denne bestemmes derfor af:

$$C = \frac{T + t}{2} \times M + \frac{q}{2} \times M = \frac{T + t + q}{2} \times M$$

Eksempel 1.

Tandantal 15 og 60, Modul 5. Centerafstanden kan forøges.

$$du = (15 + 2 + 1,06) \times 5 = 90,3 \text{ mm.}$$

$$Du = (60 + 2) \times 5 = 310 \text{ mm.}$$



$$\text{Centerafstand} = \frac{60 + 15 + 1,06}{2} \times 5 = 190,15$$

Er det af Hensyn til bestaaende Forhold ikke muligt at forøge Centerafstanden, maa det store Hjuls udvendige Diameter formindskes lige saa meget, som det lille Hjuls Diameter er blevet forøget; her maa dog tages Hensyn til, at Tandantallet for det store Hjul ikke bliver mindre end det i Tabellen for det indgribende Hjul anførte, da ellers for stor en Del af Tandene kommer til at ligge under Grundcirkelen.

Eksempel 2.

Tandantal 15 og 60, Modul 5. Den normale Centerafstand skal overholdes.

$$du = 90,3 \text{ mm som ovenfor.}$$

$$Du = (60 + 2 \div 1,06) \times 5 = 304,70 \text{ mm.}$$

Centerafstand =

$$\frac{tM + qM + TM \div qM}{2} = \frac{T + t}{2} \times M = \frac{60 + 15}{2} \times 5 = 187,5$$

Er Tandantallet i det store Hjul mindre, end Tabellen angiver, og Centerafstanden alligevel skal overholdes, anbefales det at bruge Middeltallet af de for de to Hjul anførte Konstanter q som Tillæg og Fradrag henholdsvis for det lille og det store Hjul. — I dette Tilfælde kan en Underskæring af Tænderne altsaa ikke undgaaes, og denne bliver større, jo mindre Tandantallene bliver, men fordeles paa denne Maade ligelig paa begge Hjulene.

Eksempel 3.

Tandantal 14 og 43. Modul 4. Den normale Centerafstand skal overholdes; for det lille Hjul er $q = 1,12$, for det store Hjul er $q = 0,68$.

$$\text{Middeltal for } q = \frac{1,12 + 0,68}{2} = 0,9$$

$0,9 \times M$ bruges da som Tillæg og Fradrag, og Diametre og Centerafstand beregnes som ovenfor.

Eksempel 4.

Tandantal 14 og 43. Modul 4. Centerafstanden kan forandres. For at undgaa Underskæring paa det store Hjul, maa Fradraget



paa Diameteren ikke være mere end $0,68 \times M$. Centerafstanden vil da kun forøges med

$$\frac{(1,12 \div 0,68) \times 4}{2} = 0,88 \text{ mm.}$$

Skal 2 Hjul med smaa Tandantal arbejde sammen, bør begge Hjulene gøres større i Diameter for at undgaa underskaarne Tænder.

Eksempel 5.

Tandantal 16 og 24. Modul 10. Centerafstanden kan forøges.

$$du = (16 + 2 + 1) \times 10 = 190 \text{ mm.}$$

$$Du = (24 + 2 + 0,5) \times 10 = 265 \text{ mm.}$$

$$\text{Centerafstand} = \frac{(16 + 1) + (24 + 0,5)}{2} \times 10 = 207,5 \text{ mm}$$

**Korrektionstabel for Tandhjul med
Indgrebsvinkel = $14^{\circ}5$.**

Tandantal paa det lille Hjul	Tillæg og Fradrag q paa Diam. multipliceres m. Modulen	Mindste Tand- antal paa det store indgri- bende Hjul	Tandantal paa det lille Hjul	Tillæg og Fradrag q paa Diam. multipliceres m. Modulen	Mindste Tand- antal paa det store indgri- bende Hjul
12	1,25	52	23	0,56	41
13	1,19	51	24	0,50	40
14	1,12	50	25	0,43	39
15	1,06	49	26	0,37	38
16	1,00	48	27	0,31	37
17	0,94	47	28	0,25	36
18	0,87	46	29	0,18	35
19	0,81	45	30	0,12	34
20	0,75	44	31	0,06	33
21	0,68	43	32	0,00	32
22	0,62	42			



Styrkeberegning.

Tændernes Dimensioner bestemmes af Hensyn til Tandtrykket P og Periferihastigheden v. Tandtrykket findes af:

$$P = \frac{75 \times N}{v}$$

Ved nøjagtig fræsede og monterede Hjul er Tandtrykket ligelig fordelt over hele Tandens Bredde, og regner man, at P virker paa Tandens yderste Kant, har man for Hjul hvis Periferihastighed ikke overstiger 0,25 Meter pr. Sek.:

$$P \times h = W \times k_b,$$

hvor h, da vi altid runder Kantene, kan sættes til $0,67 \times d$,

k_b = Bøjningskoefficienten,

W = Modstandsmomentet = $\frac{1}{6} \times b \times s^2$,

hvor s er Tykkelsen ved Foden af Tandene; hvis Tandene ikke er underskaaret er $s = 0,57 \times d$, man har da:

$$P \times 0,67 \times d = \frac{1}{6} \times b \times (0,57 \times d)^2 \times k_b \text{ og heraf}$$

$$P = 0,08 \times b \times d \times k_b,$$

er b normal = $10 \times M$, $d = \pi \times M$ i mm, og man indsætter disse Værdier i cm, faar man:

$$P = 0,025 \times M^2 \times k_b \text{ og heraf}$$

$$M = \sqrt{\frac{P}{0,025 \times k_b}}$$

Ved Periferihastigheder, som ligger over 0,25 Meter pr. Sek., maa der tages Hensyn til Slid og Varmeløbning, og der indføres derfor i Formlen en Konstant k, som indeholder de Faktorer, som betinges af Hensyn hertil,

man faar da $P = k \times b \times d$ og indføres b og d i cm udtrykt ved M faas:

$$P = k \times M^2 \times 0,314 \text{ og heraf}$$

$$M = \sqrt{\frac{P}{0,314 \times k}}$$

Størrelsen af k bestemmes efter Periferihastigheden v, idet k er aftagende ved voksende Periferihastighed.



Værdi af k for cylindriske og koniske Tandhjul af Støbejern, Unica og Raahud.

v =	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
k =	28	27	26	24	22	21	20	18,5	17	16,3	15,5	14,8	14	13,5

De i Tabellen opførte Værdier for k er gældende for Hjul med fræsedes Tænder ved omhyggelig Udførelse og Montage og forudsætter, at Hjuleenes Gang er jævn og rolig.

Ved Stødpaavirkninger og skiftende Omdrejningsretning bør man kun regne med 65—75 % af ovenanførte Værdier.

For Tandhjul af Fosforbronce, Staalstøbegods eller Siemens Martinstaal bliver Tandtrykket, der kan overføres, henholdsvis 1,7, 2 og 3 Gange saa stort som ved Støbejern, hvorfor der ved Beregning af Modulen ved saadanne Hjul skal divideres under Rodtegnet med ovennævnte Tal.

Den tilladelige Periferihastighed er afhængig af Hjulets Materiale. Ved omhyggelig Udførelse og Montage kan man tillade for:

Støbejern indtil 7 Meter pr. Sekund
 Staal og Fosforbronce » 10 » »
 Unica og Raahud med Støbejern og Staal » 12 » »

Tilladelige Tandtryk P i Kilogram ved rolig Belastning for fræsedes cylindriske Tandhjul af Støbejern, Unica og Raahud med normal Tandbredde = 10 × Modulen.

Modul =		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Periferihastighed i Meter pr. Sekund.	0,25	9	35	78	140	220	318	435	560	710	880
	0,5	8,5	34	76	136	212	305	420	540	685	850
	1	8	32	73	130	204	295	400	520	660	815
	2	7,5	30	67	120	188	270	370	480	610	750
	3	7	28	62	110	172	250	340	440	560	690
	4	6,5	26	59	105	165	235	325	420	535	660
	5	6	25	56	100	156	225	310	400	510	630
	6	5,5	22	52	90	142	205	280	360	460	565
	7	5	21	48	85	133	195	260	340	430	530
	8	5	20	46	82	128	185	250	330	420	515
	9	4,5	19	43	78	122	175	240	315	395	485
	10	4,5	18	42	75	118	170	230	300	380	470
	11	4,5	17	39	70	110	160	215	285	355	440
	12	4	17	38	67	106	150	208	270	340	425



Modul =		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Periferihastighed i Meter pr. Sekund.	0,25	1070	1270	1480	1720	1980	2250	2540	2850	3180	3515
	0,5	1030	1220	1430	1670	1910	2180	2460	2750	3060	3400
	1	990	1180	1380	1600	1840	2100	2350	2650	2950	3260
	2	912	1085	1270	1480	1700	1940	2170	2440	2740	3000
	3	840	1000	1170	1360	1550	1770	2000	2240	2500	2770
	4	800	945	1110	1290	1480	1700	1900	2125	2380	2620
	5	760	900	1060	1230	1400	1600	1810	2040	2270	2500
	6	685	820	960	1110	1270	1440	1630	1820	2050	2270
	7	640	760	900	1050	1200	1360	1540	1720	1930	2140
	8	625	740	870	1020	1160	1320	1490	1670	1870	2080
	9	590	700	820	955	1090	1260	1400	1580	1760	1950
	10	570	675	795	925	1050	1200	1360	1530	1700	1880
	11	535	635	740	860	980	1125	1270	1420	1600	1760
	12	515	610	720	830	950	1085	1230	1370	1530	1700

Eks. 1: Et Støbejernstandhjul med Delediameter = 300 mm og Tandbredde = $10 \times M$ skal ved 255 Omdrejninger overføre 35 HK, hvilken Deling bør det have?

$$v = \frac{\pi \times 0,3 \times 255}{60} \approx 4 \text{ Meter pr. Sekund.}$$

$$P = \frac{75 \times 35}{4} = 656,25 \text{ kg.}$$

Ved at søge i Tabellens vandrette Spalte under $v = 4$ Meter efter et Tandtryk paa 656,25 kg, vil man som det nærmeste finde 660 kg; i dettes lodrette Spalte vil man finde den ønskede Deling, der i dette Tilfælde bliver Modul 10.

Hjulets Hoveddimensioner bliver følgende:

$$\text{Tandantal } t \dots \dots \dots = \frac{300}{10} = 30 \text{ Tænder}$$

$$\text{Udv. Diameter } Du \dots (30 + 2) \times 10 = 320 \text{ mm}$$

$$\text{Tandbredde } b \dots \dots \dots 10 \times 10 = 100 \text{ mm}$$

I Tilfælde, hvor det opgivne eller beregnede Tandtryk ikke findes i Tabellen, beregnes Delingen efter den anførte Formel:

$$M = \sqrt{\frac{P}{0,314 \times k}}$$



Eks. 2: Hvilken Deling skal et Støbejernstandhjul med normal Tandbredde have, der skal overføre 8 HK ved 110 Omdrejninger pr. Minut? Hjulets Delecirkeldiameter er 351 mm.

$$v = \frac{\pi \times 0,351 \times 110}{60} \approx 2 \text{ m pr. Sekund.}$$

$$P = \frac{75 \times 8}{2} = 300 \text{ kg.}$$

for $v = 2 \text{ m pr. Sekund}$ er $k = 24$, altsaa

$$M = \sqrt{\frac{300}{0,314 \times 24}} \approx 6,5 \text{ Modul}$$

Fremstilles det samme Hjul af Fosforbronce, Staalstøbegods eller Siemens-Martinstaal, kan det overføre henholdsvis:

$$1,7 \times 8 = 13,6 \text{ HK.}$$

$$2 \times 8 = 16,0 \text{ HK.}$$

$$3 \times 8 = 24,0 \text{ HK.}$$

Som angivet Side 19 har Unica og Raahud samme Styrke som Støbejern, men er ikke anvendelige, hvor de bliver udsat for Fugtighed.

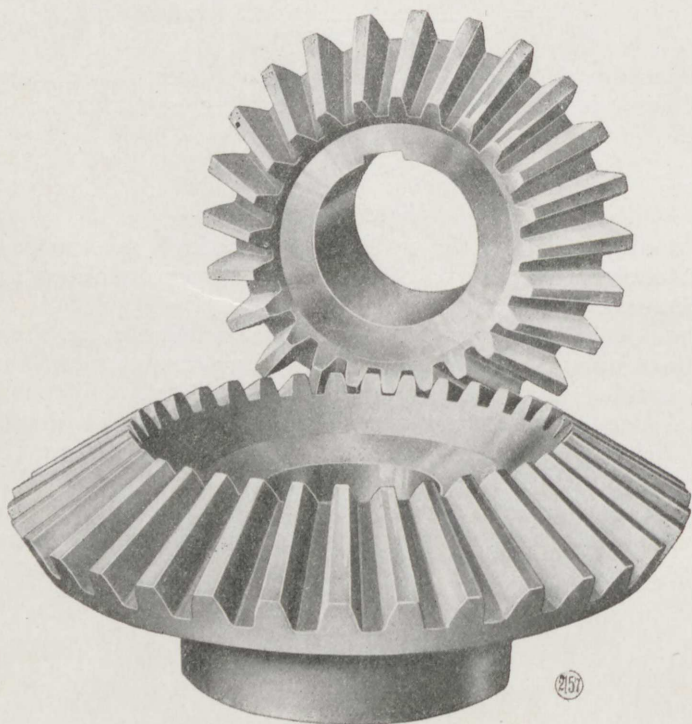
Unica- og Raahudsdrv kan ved Overføring af smaa Kræfter anvendes uden Armering, men maa ellers armeres med Flanger eller Bøsning med Flanger af Staal eller Metal.

I de ovenfor anførte Beregninger og Tabeller er der kun taget Hensyn til, at Hjulene har 1 Tand i Indgribning. Hvis man mindst har 2 Tænder i Indgribning, kan der, ved nøjagtig fræsede Hjul, og naar Forholdene er saaledes, at man kan være sikker paa en nøjagtig Montage, tages Hensyn hertil i Beregningen.





Koniske Tandhjul



For Bestemmelsen af Tandforhold og Delediameter gælder samme Regler som ved cylindriske Tandhjul; men alle øvrige Forhold er i allerhøjeste Grad afhængige af Udvekslingsforholdet (Forholdet mellem Tandantallene), idet blot 1 Tands Afvigelse i et af Hjulene forandrer samtlige Vinkler og alt, hvad der er afhængigt af disse.



Ved Styrkeberegningen, der ligeledes udføres paa samme Maade som ved cylindriske Tandhjul, benyttes Middel-Delediametrene, som er viste paa Figuren Side 24.

Den normale Tandbredde gøres $8 \times$ den største Modul.

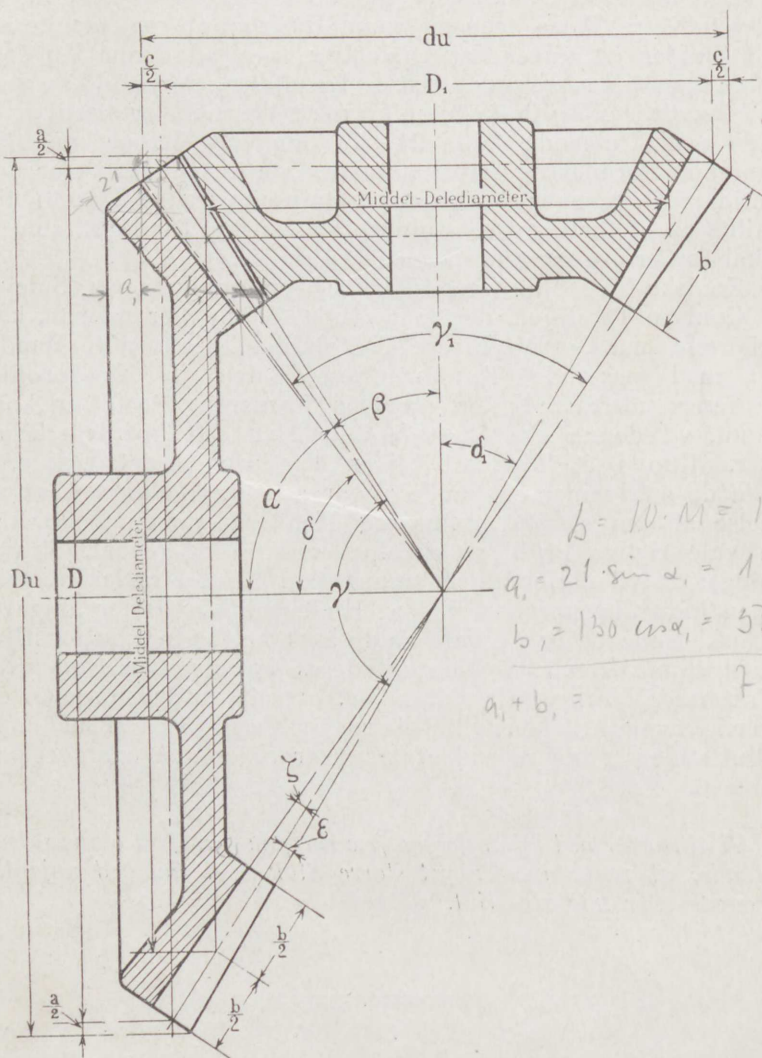
I tidligere Tider tegnede man Hjulene op og maalte sig til Vinkler og udvendige Diametre; men ad denne Vej faar man kun tilnærmelsesvis rigtige Resultater. Derimod kan man *ad Regnings Vej* finde fuldt korrekte Værdier, og hertil giver den i det følgende (Side 24—27) angivne Metode med tilhørende Formler og Tabel udtømmende Anvisning. Vi er dog altid rede til, naar de fornødne Oplysninger (se Side 6) tilstilles os, at foretage Beregningen af koniske Tandhjul, som vi skal forfærdige eller forsyne med Tænder.

Koniske Tandhjul fremstiller vi som angivet paa Side 6.

Koniske Tandhjul, der falder udenfor de her nævnte, kan vi fræse paa den i tidligere Tid almindelig anvendte Maade, *o:* med passende Tandformfræser. Men da Tandprofilet varierer udefra ind efter, medens Fræserens Profil er konstant, vil denne Fræsemetode ikke give helt korrekte Tænder. Kun i ét Tværsnit bliver Tandprofilet det rigtige, i alle de andre mer eller mindre forvansket, selv under Anvendelse af den største Omhu; og Tænderne maa indenfor det nævnte rigtige Profil efterhjælpes ved Filing (event. Skrabning); de vil derfor aldrig kunne faas til at »træde« overalt, men Inddelingen er korrekt og Hjulene bliver derfor alligevel ganske gode og er i hvert Fald langt at foretrække for Hjul med støbte Tænder. Men da deres Færdiggørelse ud over Fræsningen fordrer Haandarbejde, hvortil endda udkræves en særlig dygtig Arbejder, vil Priserne for Fræsningen af saadanne Hjul stille sig højere end af dem, der udføres som anført paa Side 6.

Vi tilraader ved Hjul, der er fræsede paa den sidst omhandlede Maade, at regne med noget større Sikkerhed end ved nøjagtig fræsede eller høbte Hjul.

Koniske Tandhjul.


$$c = 1,2 \text{ m} \cdot \sin \alpha.$$

= 14

$$q = 21 \cdot \sin \alpha_1 = 19 \text{ mm}$$
$$b_1 = 130 \cos \alpha_1 = 58 \text{ mm}$$



Methode

til udelukkende ad *Regningens Vej* at finde alle nødvendige Maal for Fremstilling af

koniske Tandhjul

med Akslerne i samme Plan og vinkelrette paa hinanden.

For at kunne udføre Beregningen maa man have givet 2 af følgende 3 Bestemmelser:

- 1) *Delecirkel-Diametrene*..... D og D_1
- 2) *Tandantallene*..... T » t
- 3) *Delingen* $\pi \times M$

idet to af disse bestemmer den tredje.

Herudfra skal findes for henholdsvis Hjul og Drev:

1. Centervinklerne..... α og β
2. Drejevinklerne γ og γ_1
3. Fræsevinklerne δ og δ_1
4. De udvendige Diametre Du og du

der bestemmes efter følgende Formler:

1. *Centervinklerne*:

$$\varphi = \frac{T}{t} = \operatorname{tg} \alpha, \quad \varphi = \frac{T}{t} = \operatorname{cotg} \beta$$

2. *Drejevinklerne*:

$$\gamma = 2 (\alpha + \text{et Vinkeltillæg } \epsilon); \quad \gamma_1 = 2 (\beta + \text{et Vinkeltillæg } \epsilon)$$

3. *Fræsevinklerne*:

$$\delta = \alpha \div \text{et Vinkelfradrag } \zeta, \quad \delta_1 = \beta \div \text{et Vinkelfradrag } \zeta$$

4. *De udvendige Diametre*:

$$\text{Du} = T \times M + \text{et Diametertillæg } a,$$

$$\text{du} = t \times M + \text{et Diametertillæg } c$$

Vinkeltillægget ϵ og Vinkelfradraget ζ er bestemt ved:

$$\epsilon = \frac{114,6 \times \sin \alpha}{T} \quad \text{og} \quad \zeta = \epsilon \times 1,16$$

Diametertillæggene a og c er henholdsvis bestemt ved:

$$a = 2 \times \sin \beta \times M \quad \text{og} \quad c = 2 \times \sin \alpha \times M$$

I Tabellen paa Side 27 er opført en Række Udregninger for Hjulpaa, med Forhold (φ) fra 1:1 til 4:1.



Efter at have fundet Forholdet mellem største og mindste Tandantal, benytter man de Tal i Tabellen, der svarer til det fundne Forhold. *Centervinklerne* læses direkte af, og *Vinkeltillægget* faas ved at dividere Tabellens Tal med Tandantallet i største Hjul. *Drejevinklerne* er da $2 \times (\text{Centervinkel} + \text{Vinkeltillæg})$. *Fræsevinklerne* findes ved at trække *Vinkelfradraget* fra *Centervinklerne*. *Vinkelfradraget* faas ved at multiplicere *Vinkeltillægget* med 1,16. *Diametertillæggene* finder man ved at multiplicere Tabellens Tal med Modulen eller dividere dem med den diametrale Deling, eftersom der regnes med mm eller eng. Tom., og de udfundne Værdier adderes henholdsvis til den ene og den anden af Delecirkel-Diametrene.

For Hjulforhold, der falder mellem to af Tabellens, vil det som Regel være nøjagtigt nok at interpolere mellem Værdierne for det nærmest lavere og det nærmest højere Forhold.

Eksempel: Givet et Hjulpar med 32 og 24 Tænder Modul 5.

$$\text{Forholdet mellem Tandantallene: } \varphi = \frac{32}{24} = \frac{4}{3} \text{ deraf:}$$

$$\text{Centervinkler: } \alpha = 53^{\circ},1 \text{ og } \beta = 36^{\circ},9$$

$$\text{Vinkeltillæg: } \varepsilon = \frac{92}{32} = 2^{\circ},875$$

$$\begin{aligned} \text{Drejevinkler: } \gamma &= 2 (53,1 + 2,875) = 111^{\circ},95 \\ \gamma_1 &= 2 (36,9 + 2,875) = 79^{\circ},55 \end{aligned}$$

$$\text{Vinkelfradrag: } \zeta = 2,875 \times 1,16 = 3^{\circ},34$$

$$\begin{aligned} \text{Fræsevinkler: } \delta &= 53,1 \div 3,34 = 49^{\circ},76 \\ \delta_1 &= 36,9 \div 3,34 = 33^{\circ},56 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Diametertillæg: } a &= 1,198 \times 5 = 5,99 \text{ mm,} \\ c &= 1,6 \times 5 = 8 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Udvendige Diametre: } Du &= 32 \times 5 + 5,99 = 165,99 \text{ mm,} \\ du &= 24 \times 5 + 8 = 128 \text{ mm} \end{aligned}$$

Forhold mellem Tandantallene Mindste Tandantal er Nævner		Centervinkler		Vinkeltillæg Divideres med Tandantal i største Hjul	Diameterstillæg Multipl. m. Modul ell. divid. m. diam. Deling	
		Største Hjul	Mindste Hjul		Største Hjul	Mindste Hjul
φ		α $\lg \alpha = \varphi$	β $\cot \beta = \varphi$	$2 \sin \alpha \times \frac{180}{\pi}$ $= 114,6 \sin \alpha$	$2 \sin \beta$	$2 \sin \alpha$
1,000	1:1	45,00	45,00	81 ⁰	1,414	1,414
1,050	—	46,4	43,6	83	1,380	1,448
1,100	—	47,7	42,3	85	1,344	1,480
1,111	10:9	48,0	42,0	85	1,336	1,486
1,125	9:8	48,4	41,6	86	1,328	1,496
1,143	8:7	48,8	41,2	86	1,318	1,504
1,150	—	49,0	41,0	87	1,312	1,509
1,167	7:6	49,4	40,6	87	1,300	1,518
1,200	6:5	50,2	39,8	88	1,278	1,538
1,250	5:4	51,4	38,6	89	1,258	1,560
1,285	9:7	52,2	37,8	90	1,226	1,580
1,300	—	52,4	37,6	91	1,220	1,584
1,333	4:3	53,1	36,9	92	1,198	1,600
1,350	—	53,5	36,5	92	1,190	1,607
1,400	7:5	54,5	35,5	93	1,164	1,628
1,429	10:7	55,0	35,0	94	1,147	1,638
1,450	—	55,4	34,6	94	1,134	1,646
1,500	3:2	56,3	33,7	95	1,110	1,664
1,550	—	57,2	32,8	96	1,090	1,681
1,600	8:5	58,0	32,0	97	1,058	1,696
1,650	—	58,8	31,2	98	1,036	1,710
1,667	5:3	59,0	31,0	98	1,030	1,714
1,700	—	59,6	30,4	99	1,012	1,725
1,750	7:4	60,3	29,7	100	0,990	1,738
1,800	9:5	61,0	29,0	100	0,969	1,749
1,850	—	61,6	28,4	101	0,952	1,758
1,900	—	62,2	27,8	101	0,932	1,770
1,950	—	62,9	27,1	102	0,910	1,780
2,000	2:1	63,5	26,5	103	0,892	1,790
2,100	—	64,6	25,4	103	0,857	1,806
2,200	—	65,6	24,4	104	0,826	1,820
2,250	9:4	66,1	23,9	105	0,810	1,828
2,300	—	66,5	23,5	105	0,795	1,834
2,330	7:3	66,8	23,2	105	0,788	1,838
2,400	—	67,4	22,6	106	0,768	1,846
2,500	5:2	68,2	21,8	106	0,742	1,858
2,600	—	69,0	21,0	107	0,716	1,867
2,666	8:3	69,4	20,6	107	0,704	1,872
2,700	—	69,7	20,3	107	0,694	1,875
2,800	—	70,4	19,6	108	0,670	1,884
2,900	—	71,0	19,0	108	0,651	1,891
3,000	3:1	71,6	18,4	109	0,630	1,897
3,200	—	72,6	17,4	109	0,596	1,908
3,333	10:3	73,3	16,7	110	0,574	1,915
3,400	—	73,6	16,4	110	0,564	1,918
3,500	7:2	74,1	15,9	110	0,548	1,924
3,600	—	74,5	15,5	110	0,534	1,927
3,800	—	75,3	14,7	111	0,507	1,935
4,000	4:1	76,0	14,0	111	0,484	1,941



Korrektion af koniske Tandhjul.

Af samme Grunde som nævnt under cylindriske Tandhjul, bør man korrigere Tandformen ved koniske Tandhjul, og Methoderne, der kan anvendes, er de samme, idet man kan korrigere enten ved at gøre Indgrebsvinklen større (den saakaldte Sidekorrektion), hvorved Diametre og Vinkler bliver de samme som ved normale Hjul, eller ved at forøge Tandhovedets og formindske Tandfodens Højde paa det lille Hjul og omvendt ved det store Hjul. Tandhøjden holdes normal altsaa $= 2,16 \times \text{Modulen}$.

Vi har valgt den første Methode, som foruden at give en stærk Tand, tillige giver korrekt Indgribning og rolig Gang, og vore Maskiner er indrettede saaledes, at vi foretager denne Korrektion uden, at vore Kunder har Ulejlighed deraf.

Kunde det alligevel ønskes i et givet Tilfælde, at Korrektionen udførtes efter den anden Methode, hvilket vi ogsaa kan udføre, er følgende at iagttage:

Medens man ved cylindriske Tandhjul kan undgaa at korrigere det store Hjul, naar dets Tandantal ligger over det i Korrektionstabellen for det indgribende Hjul anførte Tandantal, maa man ved koniske Tandhjul altid korrigere det store Hjul, naar det lille Hjul skal korrigeres, da de ellers ikke kan gaa sammen.

Hvor meget, der skal korrigeres, afhænger ikke direkte af Hjulets Tandantal som ved cylindriske Tandhjul, men af et Tandantal bestemt af Tandformens Konstruktionsdelediameter, og som findes af Formlerne:

$$T_k = \frac{T}{\cos \alpha} \text{ for det store Hjul, og } t_k = \frac{t}{\cos \beta} \text{ for det lille Hjul, hvor}$$

T_k og t_k er Korrektionstandantallene,

T og t Hjulenenes virkelige Tandantal og

α og β Hjulenenes Centervinkler.

Hvis T_k for det store Hjuls Vedkommende, beregnet efter ovennævnte Formel, bliver lig med eller mindre end det i Korrektionstabellen for det indgribende Hjul anførte Tandantal, kan Hjulene ikke korrigeres efter denne Methode, da det store Hjul i saa Fald vil faa underskaarne Tænder.

Af forannævnte Grunde kan koniske Tandhjul med Udvekslingsforhold 1:1 heller ikke korrigeres efter denne Methode.



Har man fundet t_k for det lille Hjul, finder man i Korrektionstabellen Side 17 Konstanten q , og Tandhovedets Højde bliver da:

$$M + \frac{q}{2} M = M \times (1 + \frac{q}{2})$$

$$\text{Tandfodens Højde} = M \times (1,16 \div \frac{q}{2})$$

$$\text{Diametertillæg for lille Hjul} = 2 \sin \alpha \times M \times (1 + \frac{q}{2})$$

$$\text{Diametertillæg for store Hjul} = 2 \sin \beta \times M \times (1 \div \frac{q}{2})$$

hvor $2 \sin \alpha$ og $2 \sin \beta$ findes af Tabellen Side 27.

Vinkeltillæg og Vinkelfradrag for det lille Hjul findes saaledes:

$$\text{Vinkeltillæg: } \varepsilon_1 = \frac{114,6 \sin \alpha}{T} \times (1 + \frac{q}{2})$$

$$\text{Vinkelfradrag: } \zeta_1 = \frac{114,6 \sin \alpha}{T} \times (1,16 \div \frac{q}{2})$$

Vinkeltillæg og Vinkelfradrag for det store Hjul findes saaledes:

$$\text{Vinkeltillæg: } \varepsilon = \frac{114,6 \sin \alpha}{T} \times (1 \div \frac{q}{2})$$

$$\text{Vinkelfradrag: } \zeta = \frac{114,6 \sin \alpha}{T} \times (1,16 + \frac{q}{2})$$

hvor $114,6 \sin \alpha$ findes af Tabellen Side 27.

Eksempel:

Givet et Hjulpar med 24 og 12 Tænder Modul 4.

$$\text{Forholdet mellem Tandantallene } \varphi = \frac{24}{12} = \frac{2}{1}$$

$$\text{Centervinkler: } \alpha = 63^{\circ},5, \quad \beta = 26^{\circ},5$$

T_k for det store Hjul findes af Formlen

$$T_k = \frac{T}{\cos \alpha} = \frac{24}{0,446} \approx 54 \text{ Td.}$$

t_k for det lille Hjul:

$$t_k = \frac{t}{\cos \beta} = \frac{12}{0,895} \approx 13 \text{ Td.}$$



Ifølge Korrektionstabellen Side 17 ses det, at Tandantallet for det indgribende Hjul skal være over 51 for at undgaa Underskæring, og da Tandantallet her er 54 Td. kan Hjulsættet korrigeres.

Man finder da af Korrektionstabellen for 13 Td. $q = 1,19$ og bestemmer saa Vinkler og Diametre:

For det store Hjul:

$$\text{Vinkeltillæg } \varepsilon = \frac{103}{24} \times (1 \div \frac{1,19}{2}) = 4^0,29 \times 0,405 = 1^0,74$$

$$\text{Drejevinkel } \gamma = 2 \times (63,50 + 1,74) = 130^0,48$$

$$\text{Vinkelfradrag } \zeta = 4,29 \times (1,16 + \frac{1,19}{2}) = 4,29 \times 1,755 = 7^0,53$$

$$\text{Fræsevinkel } \delta = 63,50 \div 7,53 = 55^0,97$$

$$\text{Diametertillæg } a = 0,892 \times 4 \times 0,405 = 3,568 \times 0,405 = 1,44 \text{ mm}$$

$$Du = 24 \times 4 + 1,44 = 97,44$$

For det lille Hjul:

$$\text{Vinkeltillæg } \varepsilon_1 = 4,29 \times (1 + \frac{1,19}{2}) = 4,29 \times 1,595 = 6^0,84$$

$$\text{Drejevinkel } \gamma_1 = 2 \times (26,50 + 6,84) = 66^0,68$$

$$\text{Vinkelfradrag } \zeta_1 = 4,29 \times (1,16 \div \frac{1,19}{2}) = 4,29 \times 0,565 = 2^0,42$$

$$\text{Fræsevinkel } \delta_1 = 26,50 \div 2,42 = 24^0,08$$

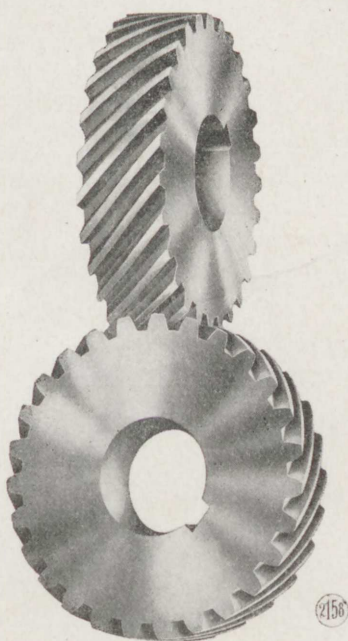
$$\text{Diametertillæg } c = 3,568 \times 1,595 = 5,69 \text{ mm}$$

$$du = 12 \times 4 + 5,69 = 53,69$$

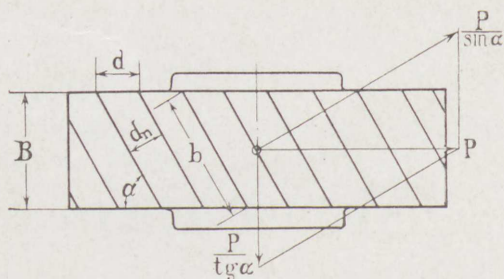
=====



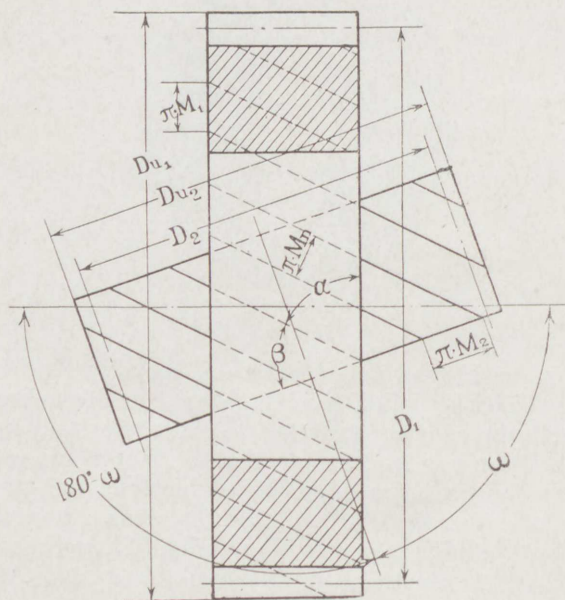
Skruehjul



Skruehjul er bleven den gængse og hævdvundne Betegnelse for alle cylindriske Hjul, hvis Tandspor er Skruelinjer. Men denne Fællesbetegnelse omfatter to væsensforskellige Arter af Skruelhjul. I den ene Art, A, har Hjulene i et Hjulpar ensartede Skruelinjer (begge højre eller begge venstre), og Akselvinklen kan have alle Værdier fra 0 til 90°; medens i den anden Art, B, Hjulene i et Hjulpar har forskellige Skruelinjer (det ene højre, det andet venstre), og Akselvinklen er 0°. Akslerne er parallelle.



Cirkulær Deling	$d = \pi \times M$
Normal Deling	$d_n = \pi \times M_n$
Stigningsvinkel	α
Tandbredde	b
Hjulbredde	B
Kraften i Delecirkelns Omkreds	P
Tandtryk	$P_1 = \frac{P}{\sin \alpha}$
Aksialtryk	$P_2 = \frac{P}{\tan \alpha}$





De almindelige Formler.

For at to Skruehjul skal kunne gaa sammen, kræves det, at deres normale Deling er den samme.

Er for et Hjulpar:

Tandantallene.....	t_1 og t_2
De cirkulære Delinger.....	$\pi \times M_1$ og $\pi \times M_2$
Den normale Deling.....	$\pi \times Mn$
Delediametrene.....	D_1 og D_2
Stigningsvinklerne.....	α og β
Stigningerne.....	S_1 og S_2
De udvendige Diametre.....	Du_1 og Du_2

har man:

$$Mn = M_1 \times \sin \alpha = M_2 \times \sin \beta \text{ og}$$

$$D_1 = t_1 \times M_1 = t_1 \times \frac{Mn}{\sin \alpha}; D_2 = t_2 \times M_2 = t_2 \times \frac{Mn}{\sin \beta} \text{ følgelig:}$$

$$Mn = \frac{D_1 \times \sin \alpha}{t_1} = \frac{D_2 \times \sin \beta}{t_2} \text{ eller}$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{t_1}{t_2} \times \frac{\sin \beta}{\sin \alpha},$$

der er den almengyldige Formel for alle Skruehjul.

De udvendige Diametre Du_1 og Du_2 bliver:

$$Du_1 = t_1 \times M_1 + 2 \times Mn; Du_2 = t_2 \times M_2 + 2 \times Mn$$

$$\text{Centerafstanden } C = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

Stigningerne bliver henholdsvis:

$$S_1 = \pi \times D_1 \times \text{tg } \alpha; S_2 = \pi \times D_2 \times \text{tg } \beta.$$



A. Skruehjul med ensartede Skruelinjer.

Tænker man sig det ene af et Par almindelige cylindriske Tandhjul svinget ud, saaledes at dets Akse har drejet sig en Vinkel ω i en Plan gennem Aksen og vinkelret paa de 2 Hjuls Centerlinje, vil disse Hjul fremdeles kunne gaa sammen, naar Tænderne fræses efter Skruelinjer, og den normale Deling er den samme for begge Hjul. For Vinklerne gælder følgende Formel:

$$\alpha + \beta = 180^\circ - \omega.$$

For $\alpha = \beta$ halverer den udfoldede Skruelinje Akselvinklen ω , hvilket giver mindst Glidning og Krafttab. Men det ene Hjul kan ogsaa være et almindeligt cylindrisk Hjul med $\alpha = 90^\circ$, altsaa $M_1 = M_n$;

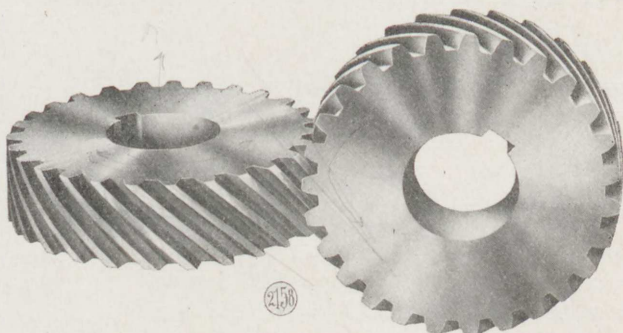
$$\beta \text{ bliver da } = 90 - \omega, M_2 = \frac{M_n}{\cos \omega}$$

Hjul med en lille Værdi af ω forekommer dog sjælden. Derimod finder Skruehjul med Akselvinklen $\omega = 90^\circ$ stor Anvendelse med varierende Størrelses- og Tandforhold.

Almindelige Anvendelser.

$\omega = 90^\circ$, $\alpha + \beta = 90^\circ$, Skruelinjerne ensartede, begge højre eller begge venstre.

1. Skruehjul med samme Stigningsvinkel.



$$\alpha = \beta = 45^\circ, \quad \frac{D_1}{D_2} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{S_1}{S_2}, \quad S_1 = \pi \times D_1 \quad S_2 = \pi \times D_2$$

$$M_1 = M_2 = \frac{Mn}{\sin 45^\circ}$$

2. Skruehjul med forskellig Stigningsvinkel,

kaldes populært *Skrue og Hjul*, idet Hjulet med den mindste Stigningsvinkel er Skruen. I det følgende gælder overalt D_1 , α , t_1 og M_1 for Skruen.

a. Med forskellig Diameter.

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{t_1}{t_2} \times \operatorname{tg} \beta. \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{t_1}{t_2} \times \frac{D_2}{D_1}$$

Eksempel: For et Sæt Skruehjul, der har Delediametrene 100 og 150 mm og Tandantallene 12 og 24 bliver:

De cirkulære Delinger:

$$M_1 = \frac{100}{12} = 8,33; \quad M_2 = \frac{150}{24} = 6,25$$

Stigningsvinklerne:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{12}{24} \times \frac{150}{100} = 0,75; \quad \alpha = 36^\circ,9; \quad \beta = 90 \div 36,9 = 53^\circ,1$$

Den normale Deling:

$$M_n = 8,33 \times \sin 36,9 = 6,25 \times \sin 53,1 = \text{Modul } 5$$

De udvendige Diametre:

$$D_{u_1} = 12 \times 8,33 + 2 \times 5 = 110 \text{ mm}$$

$$D_{u_2} = 24 \times 6,25 + 2 \times 5 = 160 \text{ mm}$$

$$\text{Centerafstanden } C = \frac{100 + 150}{2} = 125 \text{ mm}$$

Stigningerne:

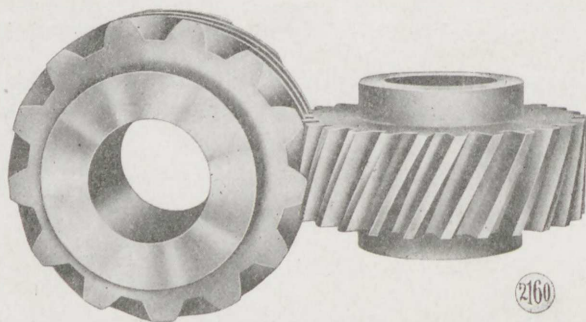
$$S_1 = \pi \times 100 \times \tan 36,9 = 235,6 \text{ mm}$$

$$S_2 = \pi \times 150 \times \tan 53,1 = 627,6 \text{ mm}$$

b. Med samme Diameter. $D_1 = D_2$

$$\text{Formlerne bliver } \tan \alpha = \frac{t_1}{t_2}, \quad \tan \beta = \frac{t_2}{t_1}$$

c. Med samme Diameter og Tandforhold 1:2.



For denne meget hyppigt forekommende Variant af den foregaaende Slags Skruehjul har man:

$$D_1 = D_2; \quad t_1 = \frac{t_2}{2} \text{ og faar:}$$

$$\tan \alpha = 0,5, \quad \alpha = 26^{\circ}56', \quad \tan \beta = 2, \quad \beta = 63^{\circ}44',$$

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{\tan \alpha}{\tan \beta} = \frac{1}{4}, \quad M_1 = 2 \times M_2$$



Eksempel: For en given Centerafstand 156,52 mm ønskes 2 lige store Skruehjul med Forholdet 1:2 og med normal Deling Modul 5.

Da Hjulene skal være lige store bliver $D_1 = D_2 = 156,52$ mm

De cirkulære Delinger:

$$M_1 = \frac{5}{\sin 26,56} = 11,18; \quad M_2 = \frac{5}{\sin 63,44} = 5,59$$

Tandantallene:

$$t_1 = \frac{156,52}{11,18} = 14 \text{ Tænder}; \quad t_2 = 14 \times 2 = 28 \text{ Tænder}$$

De udvendige Diametre:

$$Du_1 = Du_2 = 156,52 + 2 \times 5 = 166,52 \text{ mm}$$

Stigningerne:

$$S_1 = \pi \times 156,52 \times 0,5 = 245,85 \text{ mm}$$

$$S_2 = \pi \times 156,52 \times 2 = 983,4 \text{ mm}$$

For at to lige store Skruehjul skal kunne faa Tandforholdet 1:2, skal $\sin \beta = 2 \sin \alpha$. Maksimumsværdien for $\sin \beta$ er lig 1, $\beta = 90^\circ$, $\sin \alpha = 0,5$, $\alpha = 30^\circ$, $\omega = 180 - 90 - 30 = 60^\circ$; den udfoldede Skruelinje falder projiceret sammen med ω 's ene Vinkelben, ω : Hjulet bliver et almindeligt cylindrisk Hjul. For $\omega < 60^\circ$ er den omhandlede Anordning udførlig.

De cirkulære Delinger bliver som oftest irrationale Tal, hvoraf følger, at Tandantallene bliver brudne. Disse maa da ændres til det nærmest lavere — eller højere liggende Tandantal. For i saadanne Tilfælde at kunne anvende en af de i Tabellerne opførte Fræsere, er man nødsaget til at ændre Centerafstanden.

Styrkeberegning.

Skruehjul som de nylig omtalte arbejder med stor Friktion som Følge af Tændernes Gliden paa hinanden i deres Længderetning.

Da endvidere Berøringsfladen mellem Tænderne er meget lille, er disse udsat for stort Slid, hvorfor saadanne Skruehjul ikke



egner sig til Overføring af store Kræfter eller Arbejdsmængder. Sliddet og Hensynet til Varmløbningen er derfor det afgørende ved Bestemmelsen af Tændernes Dimensioner.

Kræfterne P i Delecirklerne Omkredse, der er Komposanter af Tandtrykket vinkelret paa Tænderne, er som ved cylindriske og koniske Tandhjul bestemt ved:

$$P = \frac{75 \times N}{v}$$

Idet den største Kraft lægges til Grund for Beregningen kan Delingen beregnes efter den sædvanlige Formel:

$$P = k \times B \times d$$

hvor B og d henholdsvis er Hjulbredde og Deling i cm.

Analogt med, hvad der er anført under cylindriske Tandhjuls Styrkeberegning, bliver:

$$M = \frac{P}{0,314 \times k \times B}$$

og for Hjul med normal Hjulbredde $= 10 \times M_n$ i mm faar man:

$$M = \sqrt{\frac{P}{0,314 \times k}}$$

Af Hensyn til den glidende Friktion og Tændernes lille Berøringsflade benyttes kun smaa Værdier af k , og disse vælges efter Glidehastigheden, der er bestemt ved:

$$v_1 = \frac{v}{\cos \alpha}$$

hvor α er Hjulets Stigningsvinkel. Som bedst egnet Materiale for Skruehjul anvendes for det hurtigstløbende Hjul Staal, og for det langsomstløbende Fosforbronce. For disse Materialer kan følgende Værdier for k benyttes:

$\frac{v}{\cos \alpha}$	1	2	3	4	5	6	7	8	Meter pr. Sek.
$k =$	22	17	14	12	10	9	8	7	

Støbejern er kun anvendelig for ringe Hastighed og smaa Tandtryk, og da bør k kun tages halvt saa stor som de ovenfor anførte Værdier.



Af Betydning for Hjulenes Varighed er Smøringen. Denne bør derfor, saafremt Hjulene ikke kan løbe i Oliebad, foretages til Stadighed.

Eksempel: 1 Sæt Skruehjul med Akselvinkel = 90° og Udvekslingsforhold 1:2 skal overføre 4 HK ved 300 Omdrejninger pr. Minut, af det mindste Hjul. Hjulenes Diametre er henholdsvis 200 og 300 mm. Hvilken Normaldeling skal Hjulene have med normal Hjulbredde?

Stigningsvinklerne α og β :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1 \times 300}{2 \times 200} = 0,75; \quad \alpha = 36,9^{\circ}; \quad \beta = 53,1^{\circ}$$

Periferihastighederne v_1 og v_2 :

$$v_1 = \frac{\pi \times 0,2 \times 300}{60} = 3,14 \text{ Meter pr. Sekund}$$

$$v_2 = \frac{\pi \times 0,3 \times 150}{60} = 2,35 \text{ Meter pr. Sekund}$$

Kræfterne i Delecirklerne Omkredse P_1 og P_2 :

$$P_1 = \frac{75 \times 4}{3,14} \approx 95 \text{ kg} \quad P_2 = \frac{75 \times 4}{2,35} \approx 130 \text{ kg}$$

Delingen beregnes altsaa efter $P_2 = 130 \text{ kg}$.

$$\frac{v}{\cos \alpha} = \frac{3,14}{\cos 36,9} = \frac{2,35}{\cos 53,1} \approx 4 \text{ m pr. Sekund}$$

Efter de paa Side 38 opførte Værdier for k bliver denne = 12.

k indsat i Ligningen:

$$M_n = \sqrt{\frac{P}{0,314 \times k}} \text{ giver:}$$

$$M_n = \sqrt{\frac{130}{0,314 \times 12}} \approx \text{Modul 6}$$

De cirkulære Delinger bliver henholdsvis:

$$M_1 = \frac{6}{\sin 36,9} = \frac{6}{0,6} = 10 \text{ og}$$

$$M_2 = \frac{6}{\sin 53,1} = \frac{6}{0,8} = 7,5$$



Tandantallene t_1 og t_2 henholdsvis:

$$t_1 = \frac{200}{10} = 20 \text{ Tænder} \quad t_2 = \frac{300}{7,5} = 40 \text{ Tænder}$$

De udvendige Diametre Du_1 og Du_2 :

$$Du_1 = 200 + 2 \times 6 = 212 \text{ mm}; \quad Du_2 = 300 + 2 \times 6 = 312 \text{ mm.}$$

$$\text{Hjulbredde } B = 10 \times 6 = 60 \text{ mm.}$$

B. Skruehjul med modsatte Skruelinjer.

$\omega = 0$, $\alpha + \beta = 180^\circ$. Akslerne er parallelle, og det ene Hjul har højre, det andet venstre Skruelinje. Derved opnaar man i Modsætning til cylindriske Tandhjul, hvor Indgribningen foregaar samtidig over hele Tandens Bredde, en gradvis og mere langvarig Indgribning af Tænderne og dermed en mere lydløs Gang og roligere Kraftoverføring.

Det vinkelret paa Tænderne virkende Tryk giver en Kompossant i Retning af Hjulenes Aksler. For ikke at faa dette aksiale Tryk for stort tages Stigningsvinklen sædvanlig ikke under 70° .

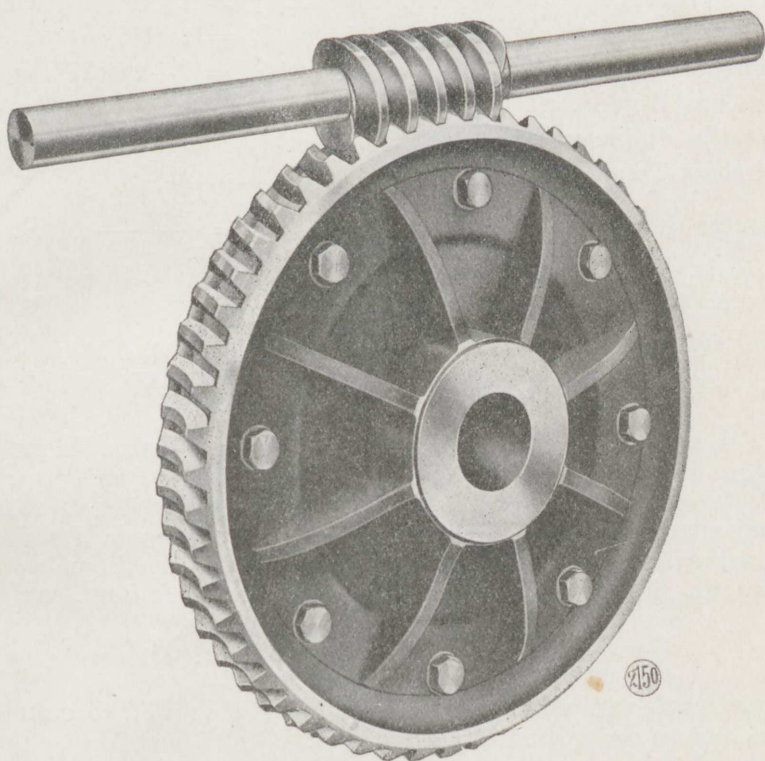
$$\text{Formlen bliver, idet } \sin \alpha = \sin \beta, \quad \frac{D_1}{D_2} = \frac{t_1}{t_2}$$

altsaa som ved almindelige cylindriske Hjul. De udvendige Diametre faas ved til D_1 og D_2 at lægge henholdsvis $2 \times Mn = 2 \times M_1 \times \sin \alpha$, idet Hjulene har samme Deling. Stigningerne forholder sig ligefrem som Diametrene.

=====



Snekkemekanismer



Snekkemekanismer anvendes med Fordel, hvor man ønsker at fremskaffe et stort Udvekslingsforhold og en blød og rolig Kraftoverføring paa en enkelt Maade. De benyttes derfor i udstrakt Grad i Forbindelse med Elektromotorer, da disses Anvendelse ofte er betinget af, at deres store Omdrejningstal kan reduceres ganske betydeligt.



1. Snekkehjul.

Bestemmelsen af Snekkehjulets Diametre foretages paa ganske lignende Maade som foran angivet for cylindriske Tandhjul, idet Strubecirkelns Diameter svarer til den udvendige Diameter af det tilsvarende cylindriske Tandhjul. Man har da:

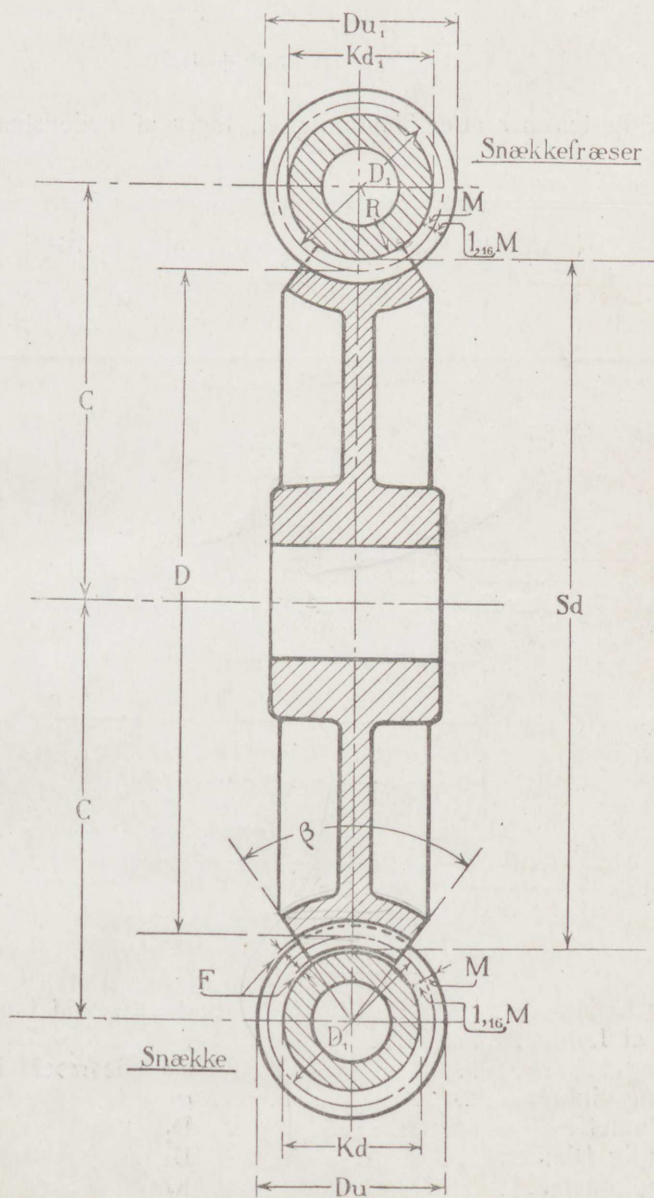
Tandantal	t	
Deling	$d = \pi \times M$	i mm
Delecirkeldiameter	$D = t \times M$	»
Strubecirkeldiameter	$Sd = (t+2) \times M$	»
Tandens Højde over Delecirklen	$1 \times M$	»
Tandens Højde under Delecirklen	$1,16 \times M$	»
Tandens Totale Højde	$2,16 \times M$	»
Centerafstand	$C = \frac{D + D_1}{2}$	»
hvor D_1 er Snekkens Delediameter.		
Radius til Banens Runding	$R = \frac{D_1}{2} \div M$	»
eller udtrykt ved Snekkefræserens		
Kærnediameter Kd_1	$R = \frac{Kd_1}{2}$	»

For at undgaa Underskæringen af Tænderne og de dermed forbundne Ulemper ved Snekkehjul med færre Tænder end 30, forøges Strubecirkeldiameteren efter samme Regel, som angivet for den udvendige Diameter for korrigerede Tænder under cylindriske Tandhjul, se Side 15. Strubecirkeldiameteren beregnes da ikke som ovenfor angivet, men efter Formlen:

$$Sd = (t + 2 + q) M.$$

Centerafstanden forøges i samme Forhold som Strubecirkeldiameteren og er derfor bestemt ved:

$$C = \frac{D + D_1 + q M}{2}$$



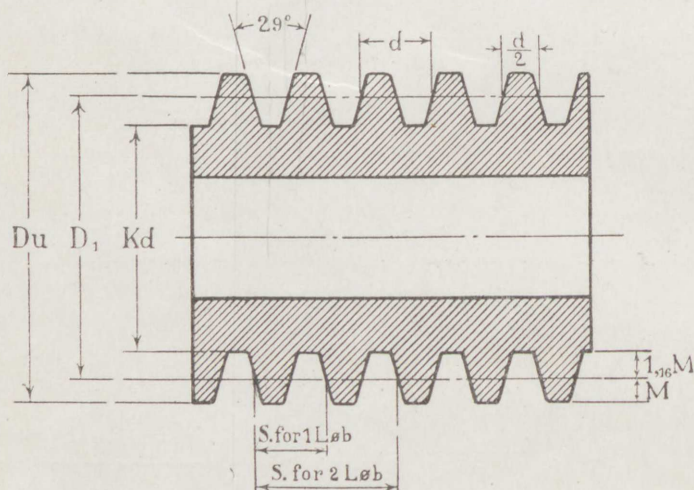
Vinklen β (se Side 43) findes af:

$$\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = \frac{k_1}{\frac{D_1}{2} : d + 0,6}$$

k_1 , der bestemmes efter Tandantallet, tages af nedenstaaende Tabel:

t	28	36	45	56	62	68	76	84
k_1	1,9	2,1	2,3	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9

2. Snekker.



Deling	$d = \pi \times M$	i mm
Antal af Løb	i	
Stigning	$s = i \times \pi \times M$	i mm
Stigningsvinkel	α	
Delediameter	D_1	
Udvendig Diameter	D_u	
Kærnediameter	K_d	
Tandvinkel	$\beta = 29^\circ$	



Stigningsvinklen er bestemt ved:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi \times D_1}$$

$$D_u = D_1 + 2 \times M$$

$$K_d = D_1 \div 2,32 \times M$$

Tandtykkelsen e = Tandmelletrummet, begge maalt paa Delecirklen.

Udvekslingsforholdet φ er bestemt ved:

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{i}{t}, \text{ hvor } n_2 \text{ og } n_1$$

henholdsvis er Snekehjulets og Snekkens Omdrejningstal.

Styrkeberegning.

Snekkemekanismer arbejder ligesom Skruehjul med glidende Friktion, men kan i Modsætning til disse overføre store Kræfter og Arbejdsmængder, hvilket er en Følge af den større Berøringsflade mellem Tand og Gænge, hvorved Tandtrykket fordeles over et større Areal.

Ved længere Driftsperioder foraarsager den af Friktionen udviklede Varme en Opvarmning af Smøreolien, hvorved dennes Smøreevne forringes, hvilket foraarsager stort Slid, som faar skadelig Indflydelse paa Virkningsgraden. — Der maa derfor ved Beregning af saadanne Snekkemekanismer tages det fornødne Hensyn til dette Forhold.

Professor Stribeck i Dresden har ved nogle af ham foretagne Forsøg fastslaaet, at en Opvarmning af Smøreolien over 60° er skadelig for Virkningsgraden. Sine Erfaringer har han sammenstillet i følgende Formel:

$$O = \frac{N}{i \times d^2}, \text{ hvori}$$

O = Opvarmningskoefficient.

N = Antal Hestekræfter.

i = Antal af Løb paa Snekken.

d = Delingen i cm.



Værdien af O kan tages af følgende Tabel:

Omdrejninger pr. Minut af Snekken ca.	Smøreoliens Temperatur udgør 60° efter en Middel-Driftsvarighed af					
	15 Minutter		30 Minutter		45 Minutter	
	i = 1	i = 2	i = 1	i = 2	i = 1	i = 2
352	0,35	0,40	0,26	0,35	0,19	0,26
542	0,45	0,50	0,35	0,41	0,26	0,31
745	0,49	0,55	0,42	0,48	0,29	0,34
991	0,51	0,60	0,45	0,54	0,33	0,36
1476	0,52	0,63	0,46	0,57	0,34	0,37

For ikke ved kontinuerlig Drift at overskride Temperaturen paa 60° maa man kun benytte 80% af de Værdier for O, der er gældende for en Driftsvarighed af 45 Minutter.

Efter den anførte Formel og de i Tabellen opførte Værdier af O kan Delingen bestemmes.

Som oftest beregnes dog Delingen paa Grundlag af Tandtrykket. Dette bestemmes efter det vridende Moment, der fra Snekkeakslen overføres til Hjulet.

I det efterfølgende betegner:

$$M_v = \text{Snekkeakslens vridende Moment} = \frac{71620 \times N}{n}$$

N = Antallet af Hestekræfter.

n = Snekkeakslens Omdrejninger pr. Minut.

P = Tandtryk.

r = Radius til Snekkens Delediameter i cm.

s = Snekkens Stigning i cm.

μ = Friktionskoefficienten for Staal paa Bronze = 0,06—0,1.

k = Koefficient for Materialepaavirkning.

d = Snekkehjulets Deling i cm.

b = Tandbredde i cm, maalt som Bue i Tandbunden.

Regnes endvidere med et Tillæg fra 2—10% for Friktion i Lejerne er:

$$M_v = (1,02 \text{ til } 1,1) \times P \times r \times \frac{s + 2 \times \pi \times r \times \mu}{2 \times \pi \times r \div \mu \times s} \text{ heraf}$$

$$P = M_v \times \frac{2 \times \pi \times r \div \mu \times s}{(1,02 \text{ til } 1,1) \times r \times (s + 2 \times \pi \times r \times \mu)}$$



Naar P er bestemt, beregnes Delingen efter den sædvanlige Formel: $P = k \times b \times d$, indføres b og d i cm, og udtrykkes d ved M, faar man:

$$M = \frac{P}{0,314 \times k \times b}$$

Under Forudsætning af, at Snekken løber i Olie, kan følgende Værdier for k anvendes:

$$\text{Periodisk Drift} \begin{cases} \text{Støbejern} \dots k = 22 \\ \text{Fosforbronce} \dots k = 40 \end{cases}$$

Ved kontinuerlig Drift, hvor der maa tages Hensyn til Varmløbningen og Sliddet, benyttes for Broncehjul følgende Værdier for k, der bestemmes efter Snekkens Periferihastighed v.

v	1	2	3	4	5	6	7 m pr. Sek.
k	40	30	25	21	18	15	12

Støbejern er kun anvendeligt for smaa Kræfter og ringe Hastigheder, hvorfor Fosforbronce er det mest anvendelige Materiale for Hjulet.

Kaldes Snekkens Periferihastighed v, dens Stigningsvinkel α , og Glidehastigheden v_1 , har man:

$$v_1 = \frac{v}{\cos \alpha}$$

For Støbejern maa v_1 ikke overstige 3 m pr. Sekund.

For Fosforbronce maa v_1 ikke overstige 10 m pr. Sekund.

Snekkemekanismers Nytevirkning

Snekkemekanismer arbejder som Følge af den glidende Friktion med større Krafttab end cylindriske og koniske Tandhjul.

Ved Valget af Snekkemekanismer er Bestemmelsen af Virkningsgraden derfor af stor Betydning. For at opnaa den størst



mulige Nytttevirkning, bør man ved omhyggeligt Valg af Materialer og Smøremidler og rigtig Dimensionering indskrænke Friktionen til det mindst mulige.

For Virkningsgraden gælder Formlen:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + f)}$$

hvor α er Stigningsvinklen og f Friktionsvinklen. (Friktionen i Lejerne er her ladet ude af Betragtning). For Snekehjul uden Oliesmøring ligger Friktionskoefficienten μ mellem 0,16 ($f = 9^\circ$) og 0,10 ($f = 6^\circ$), hvilket giver Værdier for η fra 0,3 til 0,7 efter Stigningen.

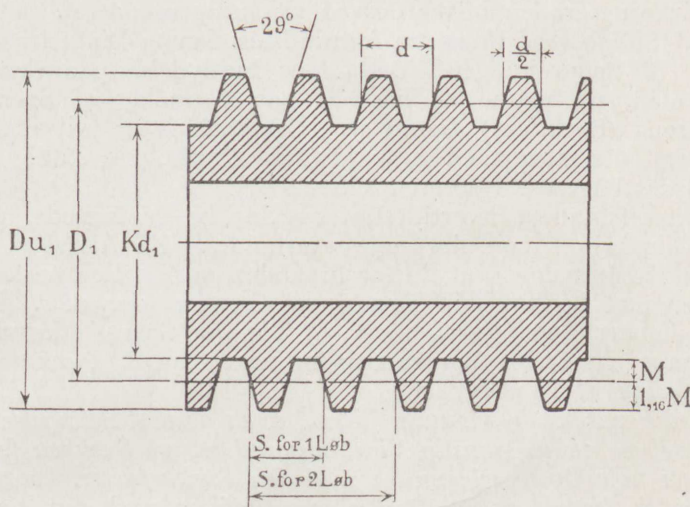
Men er Snekken glat skaaret, Hjulet omhyggelig fræset og Mekanismen oliesmurt, faas, særlig ved hurtig Gang, langt bedre Resultater. Med en ikke altfor ringe Stigning og Hjulet forfærdiget af Bronze kan μ gaa ned til 0,02 ($f = 1^\circ,1$), og man vil kunne paaregne Værdier af η fra 0,7 op til 0,9 (70 til 90 %).

Virkningsgraden vil dog reduceres lidt gennem Friktionen i Lejerne, men lader man Snekeakslen løbe i Kuglelejer, spiller den kun ringe Rolle.

Selvspærring.

Selvspærrende Snekkemekanismer er saadanne, hvor Friktionen mellem Tænderne og Gængerne er saa stor, at Hjulet ikke kan drive Snekken, og fremkommer, naar Stigningsvinklen $\alpha < \text{Friktionsvinklen } f$. Da $\operatorname{tg} f = \text{Friktionskoefficienten } \mu$, og denne tilnærmelsesvis kan sættes $= 0,1$, bliver Friktionsvinklen $= 5^\circ,75$. Medregnes endvidere Friktionen i Lejerne, bliver, med den anførte Værdi for μ , Betingelsen for Selvspærring, at Snekkens Stigningsvinkel ikke er større end 6° . Ved Snekkemekanismer i Præcisionsudførelse kommer μ imidlertid betydeligt under 0,1, hvorfor der for saadanne maa regnes med mindre Stigningsvinkler, saafremt man ønsker at opnaa Selvspærring. Da Betingelsen for Selvspærring er en lille Stigningsvinkel, kan den kun opnaas ved enkeltløbede Snekker og paa Bekostning af Virkningsgraden. Denne er derfor altid mindre end 0,5 ved selvspærrende Snekkemekanismer.

Snekkefræsere.



De ved Fræsning af Tandhjul anvendte Snekkefræsere kan i det væsentligste opfattes som Snekker med skærende Gænger.

Saadanne Fræsere udføres paa dertil særlig konstruerede Specialmaskiner, og da Fremstillingen kræver den største Paapasselighed og Nøjagtighed, bliver de meget kostbare.

Da Snekkefræseren kan betragtes som en Snekke, der er i Indgribning med Snekkehjulet, maa Snekken, da denne i den færdige Udveksling træder i Stedet for Snekkefræseren, fremstilles med nøjagtig samme Delecirkeldiameter og Gængeprofil som Snekkefræseren. En Afvigelse herfra vil faa skadelig Indflydelse paa Snekkemekanismens Virkningsgrad, hvilket nærmere skal paavises nedenfor:

Udføres Snekken med en Delecirkeldiameter, der er afvigende fra Fræserens, bliver dens Stigningsvinkel forskellig fra Snekkefræserens og dermed ogsaa fra Tændernes Stigningsvinkel paa Snekkehjulet. Lægger man en saadan Snekke ned i Hjulet, saaledes at dens Gænger retter sig ind efter Hjulets Tænder, viser det sig, at Snekkens Akse ikke ligger vinkelret paa Snekkehjulets Akse. Snekken vil altsaa ligge skævt i Hjulet. Da Snekken imidlertid ved Montering bliver tvunget over i sin rigtige Stilling, vil Tand og Gænge ikke mere have en fælles Berøringsflade, men kun enkelte Punkter til at overføre



det for den oprindelige Berøringsflade beregnede Tandtryk. Derved bliver Tænderne udsat for et overordentlig stort Slid, og Virkningsgraden bliver derved væsentlig reduceret.

Ved Slibning af Fræseren formindskes dennes Diametre som Følge af Bagdrejningen. Dette faar Indflydelse paa Centerafstanden, da denne er bestemt paa Grundlag af Snekkefræsers (Snekkens) Diameter. Centerafstanden vil derfor, saafremt den normale Tanddybde skal overholdes, stadig formindskes eftersom Fræseren slibes.

Centerafstanden, hvortil Hjul og Snekke er fræsede, maa ved Monteringen absolut nøje overholdes. En Afvigelse fra denne vil foraarsage, at de for hinanden oprindelige bestemte Flader paa henholdsvis Tænder og Gænger forrykkes. Den umiddelbare Følge deraf bliver, at Tand og Gænge ikke mere vil have en fælles Berøringsflade, men kun 2 Punkter til Overføring af Tandtrykket.

Af det udviklede vil man indse, *at en absolut Betingelse for Opnaaelsen af en gunstig Virkningsgrad er, at Snekken fremstilles i nøje Overensstemmelse med den Snekkefræser, hvormed Hjulet er fræset, og at Monteringen udføres med den største Omhyggelighed.*

For at overholde den normale Tanddybde saa længe som mulig, fremstiller vi vore Snekkefræsere med noget større Diametre end angivet i omstaaende Tabeller. Ved Anvendelse af nye Snekkefræsere bliver det derfor nødvendigt at formindske Hjulets normale Strubecirkeldiameter, hvilket almindeligvis udføres af Fræseren samtidig med, at denne fræser Tænderne. I Tilfælde, hvor Fræseren ikke kan udføre dette Arbejde, afdrejer vi Hjulet til den rette Diameter.

Da Snekkens Diametre er underkastet de samme Variationer som Snekkefræsers, er det kun mulig at bestemme de nøjagtige Diametre af Snekken ved Maaling af den tilsvarende Snekkefræser.

Snekkeemner, som indsendes til os til videre Forarbejdning, maa derfor være afdrejede til samme Maal som i omstaaende Tabeller er angivet for den tilsvarende Snekkefræsers udvendige Diameter. Vi er derved altid i Stand til at afdreje Snekkeemnet i Overensstemmelse med de Diametre af Snekkefræseren, som er fremkommet ved den sidst foretagne Slibning.

Det normale Bundspillerum »F« (se Afbild. Side 43) udgør $0,16 \times$ Modulen og fremkommer ved, at vi afdrejer Snekkens udvendige Diameter og Bunddiameter $0,32 \times$ Modulen mindre end de samme Diametre paa den tilsvarende Snekkefræser



Centerafstanden C (se Side 42) kan ogsaa bestemmes ud fra Snekkefræsere's Kærnediameter Kd_1 og Hjulets Strubecirkeldiameter Sd. Man har da:

$$C = \frac{M \times (t + 2) + Kd_1}{2} = \frac{Sd + Kd_1}{2}$$

Som tidligere nævnt er Snekkefræsere kostbare Værktøjer, hvorfor vi maa anmode vore Kunder om i Deres egen Interesse, ved Konstruktioner af Snekkemekanismer, at anvende de i omstaaende Tabeller opførte Snekkefræsere for derved at undgaa unødvendige Udgifter til nye Snekkefræsere.

Foruden Omstaaende Snekkefræsere disponerer vi desuden over enkelte med unormalt Forhold, som dog vil udgaa efterhaanden, som de opslides. Disse Fræsere var i vor tidligere Snekkefræserfortegnelse, som er annulleret, mærket med *. Vi tilraader kun at benytte disse Fræsere i ganske specielle Tilfælde og da kun efter Samraad med vor Tandhjulsafdeling.

=====



Normale Snekkefræsere.

Deling i Modul og Millimeter.

Fræser Nr.	Deling		Delediam. mm	Kærne- diam. mm	Udv. Diam. mm	Længde mm	Antal Løb	Stig- ning mm	Stig- nings- vinkel	Stig- nings- ret- ning
	Modul	mm	Fræser Snekke	Fræser	Fræser					
1	1	3,14	27,68	25,68	30	60	1	3,14	2,07	højre
2	1,25	3,93	32,10	29,60	35	60	1	3,93	2,23	»
3	1,50	4,71	36,52	33,52	40	65	1	4,71	2,36	»
4	1,75	5,50	40,94	37,44	45	70	1	5,50	2,45	»
5	2	6,28	45,36	41,36	50	70	1	6,28	2,52	»
6	2,25	7,07	49,78	45,28	55	75	1	7,07	2,59	»
7	2,5	7,85	49,20	44,20	55	80	1	7,85	2,91	»
8	2,75	8,64	48,62	43,12	55	80	1	8,64	3,23	»
9	3	9,42	53,04	47,04	60	85	1	9,42	3,24	»
10	3	»	»	»	»	»	3	28,27	9,63	»
11	3,25	10,21	52,46	45,96	60	90	1	10,21	3,54	»
12	3,5	11,00	56,88	49,88	65	90	1	11,00	3,52	»
13	3,75	11,78	56,30	48,80	65	95	1	11,78	3,81	»
14	4	12,56	60,72	52,72	70	100	1	12,56	3,77	»
15	4,25	13,35	65,14	56,64	75	100	1	13,35	3,73	»
16	4,5	14,13	69,56	60,56	80	105	1	14,13	3,70	»
17	4,75	14,92	73,98	64,48	85	110	1	14,92	3,67	»
18	5	15,71	78,40	68,40	90	115	1	15,71	3,65	»
19	5,5	17,28	82,24	71,24	95	120	1	17,28	3,82	»
20	6	18,85	81,08	69,08	95	125	1	18,85	4,23	»
21	6,5	20,42	84,92	71,92	100	130	1	20,42	4,38	»
22	7	22,00	83,76	69,76	100	140	1	22,00	4,77	»
23	7	»	»	»	»	»	2	44,00	9,48	»
24	7,5	23,56	87,60	72,60	105	145	1	23,56	4,90	»
25	8	25,13	91,44	75,44	110	150	1	25,13	5,00	»
26	8,5	26,70	90,28	73,28	110	160	1	26,70	5,38	»
27	9	28,27	94,12	76,12	115	165	1	28,27	5,46	»
28	9,5	29,84	92,96	73,96	115	175	1	29,84	5,84	»
29	10	31,42	96,80	76,80	120	180	1	31,42	5,90	»
30	10	»	»	»	»	»	3	94,26	17,21	»
31	10	»	»	»	»	»	5	157,10	27,32	»
32	11	34,56	99,48	77,48	125	195	1	34,56	6,31	»
33	12	37,70	102,16	78,16	130	205	1	37,70	6,70	»
34	13	40,84	104,84	78,84	135	220	1	40,84	7,07	»
35	14	43,98	107,52	79,52	140	235	1	43,98	7,42	»
36	15	47,12	115,20	85,20	150	240	1	47,12	7,42	»
37	16	50,27	122,88	90,88	160	245	1	50,27	7,42	»



Stigningsvinklen er bestemt ved:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi \times D_1}$$

$$D_u = D_1 + 2 \times M$$

$$K_d = D_1 \div 2,32 \times M$$

Tandtykkelsen e = Tandmelletrummet, begge maalt paa Delecirklen.

Udvekslingsforholdet φ er bestemt ved:

$$\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{i}{t}, \text{ hvor } n_2 \text{ og } n_1$$

henholdsvis er Snekkehjulets og Snekkens Omdrejningstal.

Styrkeberegning.

Snekkemekanismer arbejder ligesom Skruehjul med glidende Friktion, men kan i Modsætning til disse overføre store Kræfter og Arbejdsmængder, hvilket er en Følge af den større Berøringsflade mellem Tand og Gænge, hvorved Tandtrykket fordeles over et større Areal.

Ved længere Driftsperioder foraarsager den af Friktionen udviklede Varme en Opvarmning af Smøreolien, hvorved dennes Smøreevne forringes, hvilket foraarsager stort Slid, som faar skadelig Indflydelse paa Virkningsgraden. — Der maa derfor ved Beregning af saadanne Snekkemekanismer tages det fornødne Hensyn til dette Forhold.

Professor Stribeck i Dresden har ved nogle af ham foretagne Forsøg fastslaaet, at en Opvarmning af Smøreolien over 60° er skadelig for Virkningsgraden. Sine Erfaringer har han sammenstillet i følgende Formel:

$$O = \frac{N}{i \times d^2}, \text{ hvori}$$

O = Opvarmningskoefficient.

N = Antal Hestkræfter.

i = Antal af Løb paa Snekken.

d = Delingen i cm.



Værdien af O kan tages af følgende Tabel:

Omdrejninger pr. Minut af Snekken ca.	Smøreoliens Temperatur udgør 60° efter en Middel-Driftsvarighed af					
	15 Minutter		30 Minutter		45 Minutter	
	i = 1	i = 2	i = 1	i = 2	i = 1	i = 2
352	0,35	0,40	0,26	0,35	0,19	0,26
542	0,45	0,50	0,35	0,41	0,26	0,31
745	0,49	0,55	0,42	0,48	0,29	0,34
991	0,51	0,60	0,45	0,54	0,33	0,36
1476	0,52	0,63	0,46	0,57	0,34	0,37

For ikke ved kontinuerlig Drift at overskride Temperaturen paa 60° maa man kun benytte 80% af de Værdier for O, der er gældende for en Driftsvarighed af 45 Minutter.

Efter den anførte Formel og de i Tabellen opførte Værdier af O kan Delingen bestemmes.

Som oftest beregnes dog Delingen paa Grundlag af Tandtrykket. Dette bestemmes efter det vridende Moment, der fra Snekkeakslen overføres til Hjulet.

I det efterfølgende betegner:

$$M_v = \text{Snekkeakslens vridende Moment} = \frac{71620 \times N}{n}$$

N = Antallet af Hestekræfter.

n = Snekkeakslens Omdrejninger pr. Minut.

P = Tandtryk.

r = Radius til Snekkens Delediameter i cm.

s = Snekkens Stigning i cm.

μ = Friktionskoefficienten for Staal paa Bronze = 0,06—0,1.

k = Koefficient for Materialepaavirkning.

d = Snekkehjulets Deling i cm.

b = Tandbredde i cm, maalt som Bue i Tandbunden.

Regnes endvidere med et Tillæg fra 2—10% for Friktion i Lejerne er:

$$M_v = (1,02 \text{ til } 1,1) \times P \times r \times \frac{s + 2 \times \pi \times r \times \mu}{2 \times \pi \times r \div \mu \times s} \text{ heraf}$$

$$P = M_v \times \frac{2 \times \pi \times r \div \mu \times s}{(1,02 \text{ til } 1,1) \times P \times r \times (S + 2 \times \pi \times r \times \mu)}$$



Naar P er bestemt, beregnes Delingen efter den sædvanlige Formel: $P = k \times b \times d$, indføres b og d i cm, og udtrykkes d ved M , faar man:

$$M = \frac{P}{0,314 \times k \times b}$$

Under Forudsætning af, at Snekken løber i Olie, kan følgende Værdier for k anvendes:

$$\text{Periodisk Drift} \begin{cases} \text{Støbejern} \dots\dots k = 22 \\ \text{Fosforbronce} \dots k = 40 \end{cases}$$

Ved kontinuerlig Drift, hvor der maa tages Hensyn til Varmløbningen og Sliddet, benyttes for Broncehjul følgende Værdier for k , der bestemmes efter Snekkens Periferihastighed v .

v	1	2	3	4	5	6	7 m pr. Sek.
k	40	30	25	21	18	15	12

Støbejern er kun anvendeligt for smaa Kræfter og ringe Hastigheder, hvorfor Fosforbronce er det mest anvendelige Materiale for Hjulet.

Kaldes Snekkens Periferihastighed v , dens Stigningsvinkel α , og Glidehastigheden v_1 , har man:

$$v_1 = \frac{v}{\cos \alpha}$$

For Støbejern maa v_1 ikke overstige 3 m pr. Sekund.

For Fosforbronce maa v_1 ikke overstige 10 m pr. Sekund.

Snekkemekanismers Nyttevirkning

Snekkemekanismer arbejder som Følge af den glidende Friktion med større Krafttab end cylindriske og koniske Tandhjul.

Ved Valget af Snekkemekanismer er Bestemmelsen af Virkningsgraden derfor af stor Betydning. For at opnaa den størst



mulige Nyttevirkning, bør man ved omhyggeligt Valg af Materialer og Smøremidler og rigtig Dimensionering indskrænke Friktionen til det mindst mulige.

For Virkningsgraden gælder Formlen:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + f)}$$

hvor α er Stigningsvinklen og f Friktionsvinklen. (Friktionen i Lejerne er her ladet ude af Betragtning). For Snekehjul uden Oliesmøring ligger Friktionskoefficienten μ mellem 0,16 ($f = 9^\circ$) og 0,10 ($f = 6^\circ$), hvilket giver Værdier for η fra 0,3 til 0,7 efter Stigningen.

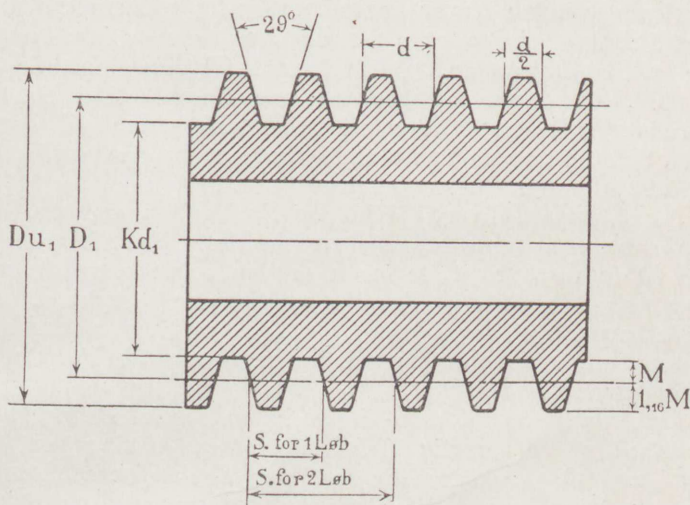
Men er Snekken glat skaaret, Hjulet omhyggelig fræset og Mekanismen oliesmurt, faas, særlig ved hurtig Gang, langt bedre Resultater. Med en ikke altfor ringe Stigning og Hjulet forfærdiget af Bronze kan μ gaa ned til 0,02 ($f = 1^\circ,1$), og man vil kunne paaregne Værdier af η fra 0,7 op til 0,9 (70 til 90 %).

Virkningsgraden vil dog reduceres lidt gennem Friktionen i Lejerne, men lader man Snekeakslen løbe i Kuglelejer, spiller den kun ringe Rolle.

Selvspærring.

Selvspærrende Snekkemekanismer er saadanne, hvor Friktionen mellem Tænderne og Gængerne er saa stor, at Hjulet ikke kan drive Snekken, og fremkommer, naar Stigningsvinklen $\alpha \approx$ Friktionsvinklen f . Da $\operatorname{tg} f =$ Friktionskoefficienten μ , og denne tilnærmelsesvis kan sættes $= 0,1$, bliver Friktionsvinklen $= 5^\circ,75$. Medregnes endvidere Friktionen i Lejerne, bliver, med den anførte Værdi for μ , Betingelsen for Selvspærring, at Snekkens Stigningsvinkel ikke er større end 6° . Ved Snekkemekanismer i Præcisionsudførelse kommer μ imidlertid betydeligt under 0,1, hvorfor der for saadanne maa regnes med mindre Stigningsvinkler, saafremt man ønsker at opnaa Selvspærring. Da Betingelsen for Selvspærring er en lille Stigningsvinkel, kan den kun opnaas ved enkeltløbede Snekker og paa Bekostning af Virkningsgraden. Denne er derfor altid mindre end 0,5 ved selvspærrende Snekkemekanismer.

Snekkefræsere.



De ved Fræsning af Tandhjul anvendte Snekkefræsere kan i det væsentligste opfattes som Snekker med skærende Gænger.

Saadanne Fræsere udføres paa dertil særlig konstruerede Specialmaskiner, og da Fremstillingen kræver den største Paa-passelighed og Nøjagtighed, bliver de meget kostbare.

Da Snekkefræseren kan betragtes som en Snekke, der er i Indgribning med Snekkehjulet, maa Snekken, da denne i den færdige Udveksling træder i Stedet for Snekkefræseren, fremstilles med nøjagtig samme Delecirkeldiameter og Gængeprofil som Snekkefræseren. En Afvigelse herfra vil faa skadelig Indflydelse paa Snekkemekanismens Virkningsgrad, hvilket nærmere skal paavises nedenfor:

Udføres Snekken med en Delecirkeldiameter, der er afvigende fra Fræsereens, bliver dens Stigningsvinkel forskellig fra Snekkefræsereens og dermed ogsaa fra Tændernes Stigningsvinkel paa Snekkehjulet. Lægges man en saadan Snekke ned i Hjulet, saaledes at dens Gænger retter sig ind efter Hjulets Tænder, viser det sig, at Snekkens Akse ikke ligger vinkelret paa Snekkehjulets Akse. Snekken vil altsaa ligge skævt i Hjulet. Da Snekken imidlertid ved Montering bliver tvunget over i sin rigtige Stilling, vil Tand og Gænge ikke mere have en fælles Berøringsflade, men kun enkelte Punkter til at overføre



det for den oprindelige Berøringsflade beregnede Tandtryk. Derved bliver Tænderne udsat for et overordentlig stort Slid, og Virkningsgraden bliver derved væsentlig reduceret.

Ved Slibning af Fræseren formindskes dennes Diametre som Følge af Bagdrejningen. Dette faar Indflydelse paa Centerafstanden, da denne er bestemt paa Grundlag af Snekkefræserens (Snekkens) Diameter. Centerafstanden vil derfor, saafremt den normale Tanddybde skal overholdes, stadig formindskes eftersom Fræseren slibes.

Centerafstanden, hvortil Hjul og Snekke er fræsede, maa ved Monteringen absolut nøje overholdes. En Afgivelse fra denne vil forårsage, at de for hinanden oprindelige bestemte Flader paa henholdsvis Tænder og Gænger forrykkes. Den umiddelbare Følge deraf bliver, at Tand og Gænge ikke mere vil have en fælles Berøringsflade, men kun 2 Punkter til Overføring af Tandtrykket.

Af det udviklede vil man indse, at en absolut Betingelse for Opnaaelsen af en gunstig Virkningsgrad er, at Snekken fremstilles i nøje Overensstemmelse med den Snekkefræser, hvormed Hjulet er fræset, og at Monteringen udføres med den største Omhyggelighed.

For at overholde den normale Tanddybde saa længe som mulig, fremstiller vi vore Snekkefræsere med noget større Diametre end angivet i omstaaende Tabeller. Ved Anvendelse af nye Snekkefræsere bliver det derfor nødvendigt at formindske Hjulets normale Strubecirkeldiameter, hvilket almindeligvis udføres af Fræseren samtidig med, at denne fræser Tænderne. I Tilfælde, hvor Fræseren ikke kan udføre dette Arbejde, afdrejer vi Hjulet til den rette Diameter.

Da Snekkens Diametre er underkastet de samme Variationer som Snekkefræserens, er det kun mulig at bestemme de nøjagtige Diametre af Snekken ved Maaling af den tilsvarende Snekkefræser.

Snekkeemner, som indsendes til os til videre Forarbejdning, maa derfor være afdrejede til samme Maal som i omstaaende Tabeller er angivet for den tilsvarende Snekkefræsers udvendige Diameter. Vi er derved altid i Stand til at afdreje Snekkeemnet i Overensstemmelse med de Diametre af Snekkefræseren, som er fremkommet ved den sidst foretagne Slibning.

Det normale Bundspillerum »F« (se Afbild. Side 43) udgør $0,16 \times$ Modulen og fremkommer ved, at vi afdrejer Snekkens udvendige Diameter og Bunddiameter $0,32 \times$ Modulen mindre end de samme Diametre paa den tilsvarende Snekkefræser



Centerafstanden C (se Side 42) kan ogsaa bestemmes ud fra Snekkefræserens Kærnediameter Kd_1 og Hjulets Strubecirkeldiameter Sd . Man har da:

$$C = \frac{M \times (t + 2) + Kd_1}{2} = \frac{Sd + Kd_1}{2}$$

Som tidligere nævnt er Snekkefræsere kostbare Værktøjer, hvorfor vi maa anmode vore Kunder om i Deres egen Interesse, ved Konstruktioner af Snekkemekanismer, at anvende de i omstaaende Tabeller opførte Snekkefræsere for derved at undgaa unødvendige Udgifter til nye Snekkefræsere.

Foruden Omstaaende Snekkefræsere disponerer vi desuden over enkelte med unormalt Forhold, som dog vil udgaa efterhaanden, som de opslides. Disse Fræsere var i vor tidligere Snekkefræserfortegnelse, som er annuleret, mærket med *. Vi tilraader kun at benytte disse Fræsere i ganske specielle Tilfælde og da kun efter Samraad med vor Tandhjulsafdeling.

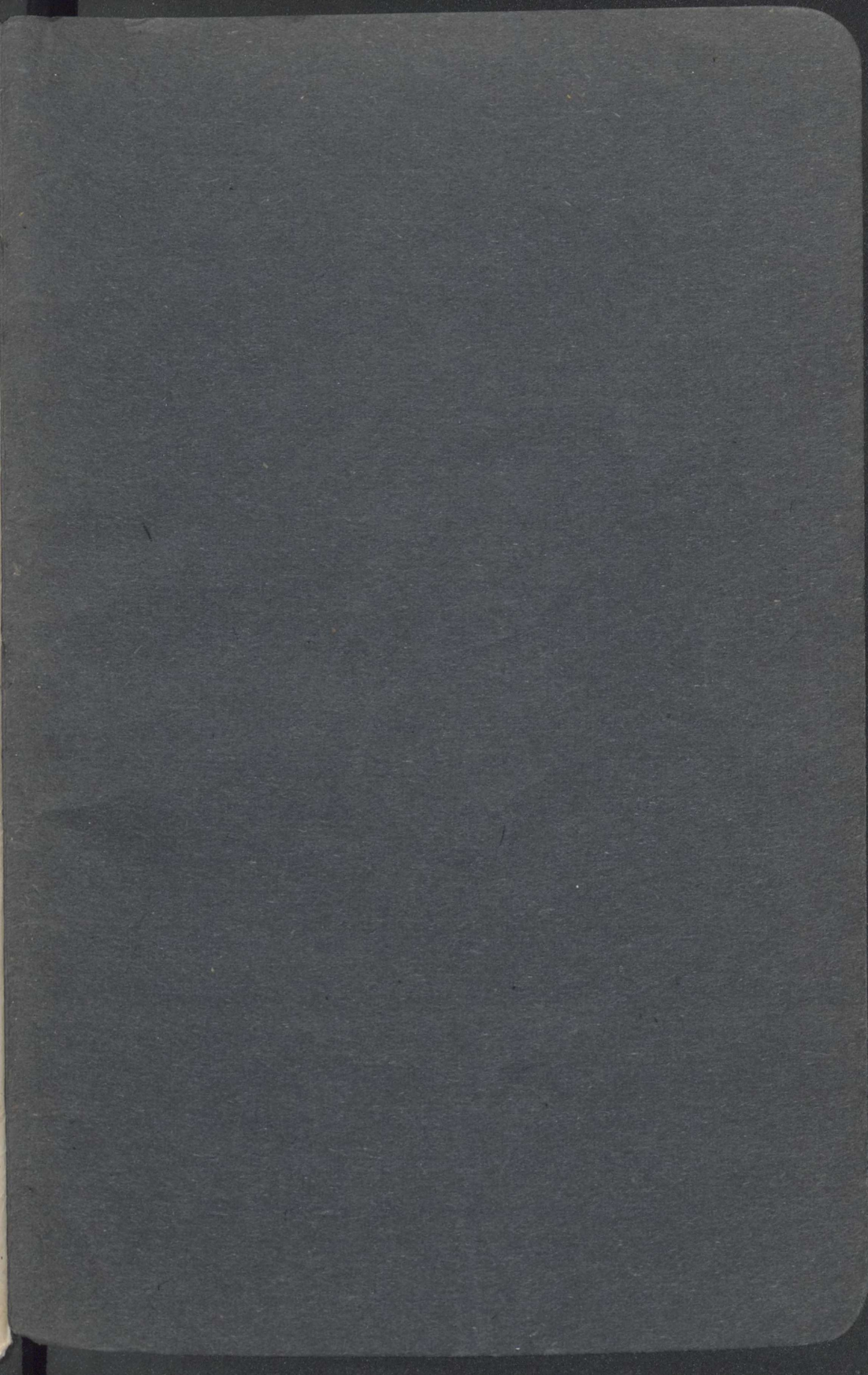
=====



Normale Snekkefræsere.

Deling i Modul og Millimeter.

Fræser Nr.	Deling		Delediam. mm	Kærne- diam. mm	Udv. Diam. mm	Længde	Antal Løb	Stig- ning mm	Stig- nings- vinkel	Stig- nings- ret- ning
	Modul	mm	Fræser Snekke	Fræser	Fræser	mm				
1	1	3,14	27,68	25,68	30	60	1	3,14	2,07	højre
2	1,25	3,93	32,10	29,60	35	60	1	3,93	2,23	»
3	1,50	4,71	36,52	33,52	40	65	1	4,71	2,36	»
4	1,75	5,50	40,94	37,44	45	70	1	5,50	2,45	»
5	2	6,28	45,36	41,36	50	70	1	6,28	2,52	»
6	2,25	7,07	49,78	45,28	55	75	1	7,07	2,59	»
7	2,5	7,85	49,20	44,20	55	80	1	7,85	2,91	»
8	2,75	8,64	48,62	43,12	55	80	1	8,64	3,23	»
9	3	9,42	53,04	47,04	60	85	1	9,42	3,24	»
10	3	»	»	»	»	»	3	28,27	9,63	»
11	3,25	10,21	52,46	45,96	60	90	1	10,21	3,54	»
12	3,5	11,00	56,88	49,88	65	90	1	11,00	3,52	»
13	3,75	11,78	56,30	48,80	65	95	1	11,78	3,81	»
14	4	12,56	60,72	52,72	70	100	1	12,56	3,77	»
15	4,25	13,35	65,14	56,64	75	100	1	13,35	3,73	»
16	4,5	14,13	69,56	60,56	80	105	1	14,13	3,70	»
17	4,75	14,92	73,98	64,48	85	110	1	14,92	3,67	»
18	5	15,71	78,40	68,40	90	115	1	15,71	3,65	»
19	5,5	17,28	82,24	71,24	95	120	1	17,28	3,82	»
20	6	18,85	81,08	69,08	95	125	1	18,85	4,23	»
21	6,5	20,42	84,92	71,92	100	130	1	20,42	4,38	»
22	7	22,00	83,76	69,76	100	140	1	22,00	4,77	»
23	7	»	»	»	»	»	2	44,00	9,48	»
24	7,5	23,56	87,60	72,60	105	145	1	23,56	4,90	»
25	8	25,13	91,44	75,44	110	150	1	25,13	5,00	»
26	8,5	26,70	90,28	73,28	110	160	1	26,70	5,38	»
27	9	28,27	94,12	76,12	115	165	1	28,27	5,46	»
28	9,5	29,84	92,96	73,96	115	175	1	29,84	5,84	»
29	10	31,42	96,80	76,80	120	180	1	31,42	5,90	»
30	10	»	»	»	»	»	3	94,26	17,21	»
31	10	»	»	»	»	»	5	157,10	27,32	»
32	11	34,56	99,48	77,48	125	195	1	34,56	6,31	»
33	12	37,70	102,16	78,16	130	205	1	37,70	6,70	»
34	13	40,84	104,84	78,84	135	220	1	40,84	7,07	»
35	14	43,98	107,52	79,52	140	235	1	43,98	7,42	»
36	15	47,12	115,20	85,20	150	240	1	47,12	7,42	»
37	16	50,27	122,88	90,88	160	245	1	50,27	7,42	»



C. C. Petersens Bogtrykkeri, Studiestræde 32.