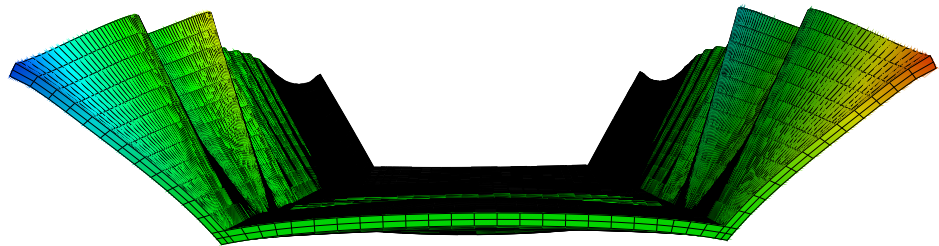




**LUND**  
UNIVERSITY



# **DYNAMISK FINITA ELEMENT-ANALYS AV VIBRODRIVEN SPONTPLANKA**

RASMUS LUND TEBÄCK

Geotechnical  
Engineering

*Master's Dissertation*



DEPARTMENT OF CONSTRUCTION SCIENCES

## GEOTECHNICAL ENGINEERING

ISRN LUTVDG/TVGT--19/5066--SE (1-78) | ISSN 0349-4977

MASTER'S DISSERTATION

# DYNAMISK FINITA ELEMENT-ANALYS AV VIBRODRIVEN SPONTPLANKA

RASMUS LUND TEBÄCK

Supervisors: Professor **OLA DAHLBLOM**, Dept. of Construction Sciences, LTH, Lund,  
Dr **ERIKA TUDISCO**, Geotechnical Engineering, LTH, Lund, together with  
Dr **PETER PERSSON**, Div. of Structural Mechanics, LTH and Dr **KENNETH VIKING**, Trafikverket.  
Examiner: **SUSANNE HEYDEN**, Associate Professor, Dept. of Construction Sciences, LTH, Lund.

Copyright © 2019 Geotechnical Engineering,  
Dept. of Construction Sciences, Faculty of Engineering LTH, Lund University, Sweden.

Printed by V-husets tryckeri LTH, Lund, Sweden, May 2019 (PI).

**For information, address:**

Geotechnical Engineering, Dept. of Construction Sciences,  
Faculty of Engineering LTH, Lund University, Box 118, SE-221 00 Lund, Sweden.

Homepage: [www.geoteknik.lth.se](http://www.geoteknik.lth.se)



# Abstract

Retaining structures are used when excavations are too deep to be self-supporting or when slopes cannot be used because of spatial constraints. There are a multitude of different types of retaining structures and one very common type is sheet piling. Most sheet pile walls in Sweden are installed by means of vibratory driving, mainly due to its cost-effectiveness, speed and low levels of disturbance compared to impact driving. Modern vibrators are capable of delivering a driving force large enough to buckle or even destroy the sheet pile toe. This thesis aim to analyse the interaction between the sheet pile toe and the soil under hard driving circumstances, i.e. driving through a hard till or against a granite boulder, by means of a transient 3D finite element model (FE-model). The long term aim is to establish stopping criteria based on some measurable physical parameter to prevent damaging the sheet pile toe in hard driving circumstances.

To fully capture the dynamics of the driving system the vibratory driving unit should be included in the model. However, the complexity of such a model would limit its usefulness in a real-world application. In order to exclude the vibrator from the FE-model a simple single-degree-of-freedom (SDOF) model is proposed to estimate the driving force exerted by the vibrator on the sheet pile with respect to elasticity in both the soil/boulder and the sheet pile. The results from this analytical model suggest that the vibrator is not capable of delivering more than about 60% of its specified centrifugal force when the sheet pile is driven against granite and even lower when driven through glacial till.

The results from the FE-model suggest that the load from the vibrator at the sheet pile toe is magnified by a factor ranging between 1.6 and 1.8 due to shock loading. None of the analyses indicate failure in accordance with the set failure criterion (local buckling), however the granite analysis results in limited plastic strain in both of the flanges. The typical sinusoidal buckling mode can also be seen, especially in the granite analysis, although no sudden loss of load bearing capacity can be observed. The vertical acceleration, calculated at the sheet pile toe, increases in magnitude as the stiffness of the soil increases. A significant change between the glacial till analyses and the granite analysis in the appearance of the acceleration can be observed, suggesting that the rather well-known audible indication of problem (i.e. the sheet pile toe has struck a boulder) is reproduced in the analyses. A parameter study on the lateral support was also conducted. The results indicate that the risk of global buckling is very small and that the support stiffness has a negligible effect on the contact force between the soil and the sheet pile toe.



# Sammanfattning

Stödkonstruktioner används när schakter blir för djupa för att vara självbärande eller när slänter inte kan användas av utrymmesskäl. Det finns flera olika lösningar för stödkonstruktioner och en av de vanligast förekommande är stålsfont. Merparten av all stålsfont i Sverige installeras med hjälp av vibratorer, huvudsakligen på grund av dess kostnadseffektivitet, höga neddrivningshastighet och låga omgivningspåverkan jämfört med slagdrivning. Moderna vibratorer är tillräckligt kraftfulla för att buckla eller förstöra fontfoten. Detta examensarbete syftar till att analysera kraftspelet som uppkommer mellan fontfoten och jorden vid hård drivning, det vill säga drivning genom en hård morän eller mot ett granitblock, genom användning av en transient tredimensionell finita element-modell (FE-modell). Det långsiktiga målet är att etablera ett stoppkriterium baserat på en mätbar fysikalisk storhet i syfte att förhindra att fontfoten skadas vid hård drivning.

För att fullt ut fånga dynamiken hos drivningssystemet skulle själva vibratorn behöva inkluderas i modellen. Komplexiteten i en sådan modell skulle dock begränsa dess praktiska användbarhet. För att undvika att modellera vibratorn så föreslås en enkel enfrihetsgradsmodell för att uppskatta kraften som vibratorn levererar i sponthuvudet med hänsyn till elasticitet både i sfontplankan och jorden/blocket. Resultatet från denna analytiska modell antyder att vibratorn inte förmår leverera mer än cirka 60% av dess uppgivna centrifugalkraft när sfontplankan drivs mot ett granitblock och ännu lägre vid drivning i en morän.

Resultaten från FE-modellen antyder att lasten från vibratorn ökar med en faktor 1,6–1,8 i sfontfoten på grund av stötförloppet som uppkommer. Ingen av analyserna indikerar brott enligt det ansatta brottvillkoret (buckling) men granitanalysen visar på begränsad plastisk töjning i flänsarna. Den typiska sinusformade moden som förväntas vid buckling kan också ses, speciellt i granitanalysen. Något plötsligt bortfall av bärförmåga kan dock inte observeras. Den vertikala accelerationen, beräknad i sfontfoten, ökar med högre styvhet på jorden/blocket. En anmärkningsvärd förändring i accelerationens utseende mellan moränanalyserna och granitanalysen kan observeras vilket antyder att den relativt välkända akustiska indikationen för problem (när sfontfoten träffar ett block) reproduceras i analyserna. En parameterstudie på den laterala bäddmodulen (det laterala stödet i modellen) har också gjorts, resultaten pekar på att risken för knäckning är mycket liten och att bäddmodulens inverkan på kontaktkraften mellan jorden och sfontfoten är försumbart liten.





# Förord

Detta examensarbete avslutar en femårig civilingenjörsutbildning inom Väg- och vattenbyggnad vid Lunds Tekniska Högskola. Examensarbetet slutfördes våren 2019 och omfattar 20 veckors heltidsstudier och 30 högskolepoäng. Arbetet utfördes vid Avdelningen för geoteknik, LTH, i samarbete med Trafikverket, Stora Projekt i Stockholm.

Jag vill börja med att tacka mina handledare, Professor Ola Dahlblom och TeknD Peter Persson vid Avdelningen för byggnadsmekanik, TeknD Erika Tudisco vid Avdelningen för geoteknik och TeknD Kenneth Viking på Trafikverket. Jag vill också tacka Professor Per-Erik Austrell vid Avdelningen för byggnadsmekanik för hans hjälp med strukturdynamiska frågeställningar. Tack också till min examinator Docent Susanne Heyden och resten av avdelningen för värdefull input under arbetets gång!

Jag vill också tacka min referensgrupp bestående av Olle Båtelsson, Trafikverket, Anne Unverzagt, Hercules Grundläggning, Fanny Deckner och Tony Forsberg, Geomind, Matti Kivelö, Kivelö Geoteknik, Håkan Karlsson, Skanska och Ayaz Nerwey, NCC.

Slutligen vill jag tacka min familj och mina vänner som stöttat mig under hela utbildningens gång.

Lund, april 2019  
Rasmus Lund Tebäck



# Notation

## Latinska bokstäver

- $a$  - Längd skiva
- $a_{ci}$  - Normalacceleration
- $a_s$  - Acceleration spontplanka
- $A$  - Tvärsnittsarea
- $A_s$  - Tvärsnittsarea spontplanka
- $b$  - Bredd skiva
- $c$  - Dämpning
- $c_s$  - Skjuvvågshastighet
- $c_u$  - Odränerad skjuvhållfasthet
- $d_p$  - Påldiameter
- $D$  - Böjstyvhet skiva
- $E$  - Elasticitetsmodul
- $E_j$  - Elasticitetsmodul jord
- $E_s$  - Elasticitetsmodul spontplanka (stål)
- $f_d$  - Drivningsfrekvens
- $f_n$  - Egenfrekvens
- $f_{yk}$  - Dimensionerande sträckgräns
- $F$  - Kraft
- $F_0$  - Statisk kraft
- $F_c$  - Centrifugalkraft
- $F_{c,a}$  - Kontaktkraft mellan vibrator och spontplanka
- $F_d$  - Teoretisk drivkraft
- $F_m$  - Statisk kraft från de dynamiska massorna
- $F_R$  - Friktionskvot från CPT-sondering
- $F_v$  - Vertikal komponent till den periodiska drivkraften
- $F_x$  - Kraft i  $x$ -led
- $F_{\downarrow}$  - Total nedåtorienterad kraft
- $F_{\uparrow}$  - Total uppåtorienterad kraft
- $g$  - Tyngdacceleration
- $G$  - Skjuvmodul
- $I$  - Yttröghetsmoment
- $k$  - Fjäderstyvhet
- $k_b$  - Bucklingskoefficient
- $k_h$  - Lateral bäddmodul
- $k_j$  - Fjäderstyvhet jord
- $k_L$  - Lateral bäddmodul vid pålspets
- $k_s$  - Fjäderstyvhet spontplanka
- $k_{st}$  - Fjäderstyvhet mellan den statiska massan och vibratorchassit
- $k^{tot}$  - Ekvivalent fjäderstyvhet för jord och spontplanka i serie
- $l_p$  - Pällängd

$L$  - Längd  
 $L_f$  - Empirisk förvätskningsfaktor  
 $L_s$  - Längd spontplanka  
 $m$  - Massa  
 $m_0$  - Statisk massa  
 $m_b$  - Antal halvsinusvågor i längsled  
 $m_c$  - Massa partikel  
 $m_{dyn}$  - Dynamisk massa  
 $m_{ei}$  - Excentrisk massa  
 $m_{ch}$  - Vibratorchassits massa  
 $m_{gk}$  - Griplons massa  
 $m_{sp}$  - Spontplankans massa  
 $m_v$  - Massa vibrator  
 $M$  - Tilläggsmoment  
 $M_d$  - Momentkapacitet  
 $M_e$  - Totalt excentriskt moment  
 $M_{ei}$  - Excentriskt moment  
 $n$  - Antal halvsinusvågor vid knäckning  
 $n_b$  - Antal halvsinusvågor i tvärled  
 $n_p$  - Empirisk faktor för bäddmodulens variation med djupet  
 $N_d$  - Normalkraftskapacitet  
 $p$  - Tryck  
 $p_0$  - Kraftamplitud  
 $P_0(t)$  - Periodisk drivkraft  
 $P_{cr}$  - Knäckningslast  
 $q_d$  - Drivningsmotstånd i spontfoten  
 $q_l$  - Förvätskat spetsmotstånd  
 $q_s$  - Statiskt spetsmotstånd  
 $r$  - Radie  
 $r_{ei}$  - Excentrisk radie  
 $R$  - Tvärsnittsradie  
 $R_c$  - Dynamiskt motstånd i spontläset  
 $R_d$  - Dynamisk responsfaktor  
 $R_s$  - Dynamiskt jordmotstånd längs manteln  
 $R_t$  - Dynamiskt jordmotstånd i spontfoten  
 $s_0$  - Vibratorns enkla förskjutningsamplitud  
 $S_0$  - Frihängande dubbel förskjutningsamplitud  
 $S_{sp}$  - Vibratorns dubbla förskjutningsamplitud  
 $t$  - Tid  
 $t_s$  - Tjocklek skiva  
 $T$  - Linkraft  
 $T_p$  - Periodtid  
 $u$  - Förskjutning  
 $\dot{u}$  - Hastighet  
 $\ddot{u}$  - Acceleration  
 $u_0$  - Vibrationsamplitud  
 $u_{st}$  - Förskjutning för den statiska massan  
 $(u_{st})_0$  - Statisk förskjutning

$u_v$  - Förskjutning vibrator  
 $\ddot{u}_v$  - Acceleration vibrator  
 $u_{v,0}$  - Förskjutningsamplitud vibrator  
 $v$  - Global penetrationshastighet  
 $v_l$  - Longitudinell våghastighet  
VSRD - Vibratory Soil Resistance to Driving  
 $w$  - Utböjning skiva  
 $W$  - Böjstyvhet påle  
 $y$  - Omkrets spont  
 $z$  - Nivå

## Grekiska bokstäver

$\alpha$  - Accelerationskvot  
 $\alpha_d$  - Empirisk faktor för jordmotstånd  
 $\beta$  - Faktor som bestämmer knäcklängd baserat på upplagsvillkor  
 $\delta$  - Dämpningsfaktor  
 $\delta_0$  - Initialutböjning uttryckt i pilhöjden  
 $\eta$  - Formfaktor som tar hänsyn till tvärsnittsklass  
 $\theta$  - Rotationsvinkel för en excentrisk massa  
 $\nu_j$  - Poissons tal för jord  
 $\nu_s$  - Poissons tal för stål  
 $\rho_j$  - Densitet jord  
 $\rho_l$  - Förskjutning  
 $\rho_s$  - Densitet spontplanka  
 $\sigma_{cr}$  - Bucklingsspänning  
 $\tau_d$  - Drivningsmotstånd längs manteln  
 $\tau_l$  - Förvätskat mantelmotstånd  
 $\tau_s$  - Statiskt mantelmotstånd  
 $\phi$  - Fasvinkel  
 $\omega$  - Vinkelfrekvens  
 $\omega_n$  - Egenvinkelfrekvens  
 $\Omega$  - Tvärsnittsarea spontfot



# Innehåll

<b>Abstract</b>	<b>I</b>
<b>Sammanfattning</b>	<b>III</b>
<b>Förord</b>	<b>V</b>
<b>Notation</b>	<b>VII</b>
<b>Innehåll</b>	<b>XIII</b>
<b>1 Inledning</b>	<b>1</b>
1.1 Bakgrund . . . . .	1
1.2 Problemställning . . . . .	1
1.3 Syfte . . . . .	3
1.4 Metod . . . . .	3
1.5 Disposition . . . . .	3
1.6 Avgränsningar . . . . .	4
<b>2 Litteraturstudie</b>	<b>5</b>
2.1 Stödkonstruktioner . . . . .	5
2.1.1 Typer och tillämpning . . . . .	5
2.1.2 Installationsmetoder . . . . .	6
2.1.3 Drivrelaterade skador . . . . .	8
2.2 Strukturmekanik . . . . .	10
2.2.1 Strukturodynamik . . . . .	10
2.2.2 Instabilitet . . . . .	14

2.2.3	Finita elementmetoden . . . . .	18
2.2.4	Jord-strukturinteraktion . . . . .	19
2.3	Vibrodrivning . . . . .	22
2.3.1	Historik . . . . .	22
2.3.2	Utrustning . . . . .	23
2.3.3	Vibrodrivbarhet och spontbarhet . . . . .	24
2.3.4	Vibrodrivningsparametrar . . . . .	25
2.3.5	VSRD - Vibratory Soil Resistance to Driving . . . . .	28
<b>3</b>	<b>Projekt Förbifart Stockholm</b>	<b>35</b>
3.1	Allmänt . . . . .	35
3.2	Drivbarhetsproblem i trafikplatsentreprenader . . . . .	35
<b>4</b>	<b>Analytisk modell</b>	<b>39</b>
4.1	Inledning . . . . .	39
4.2	Modell . . . . .	39
4.3	Resultat och analys . . . . .	42
<b>5</b>	<b>Numerisk modell</b>	<b>45</b>
5.1	Allmänt . . . . .	45
5.2	Modell av spontplankan . . . . .	46
5.2.1	Laster och vibrator . . . . .	46
5.2.2	Material och geometri . . . . .	47
5.2.3	Upplagsvillkor . . . . .	49
5.2.4	Elementnät . . . . .	49
5.2.5	Utdata . . . . .	49
5.3	Jordmodell . . . . .	50
5.3.1	Material, geometri och upplagsvillkor . . . . .	50



5.3.2	Elementnät . . . . .	50
5.4	Kontaktvillkor . . . . .	51
5.5	Konvergensstudier . . . . .	51
5.6	Parameterstudier . . . . .	53
5.6.1	Jordens elasticitetsmodul . . . . .	53
5.6.2	Fjäderkonstant för det laterala upplaget . . . . .	53
5.7	Resultat och analys . . . . .	54
5.7.1	Parameterstudie Elasticitetsmodul . . . . .	54
5.7.2	Parameterstudie Lateral Bäddmodul . . . . .	63
<b>6</b>	<b>Slutsats och förslag på fortsatt arbete</b>	<b>67</b>
6.1	Slutsats . . . . .	67
6.2	Förslag på fortsatt arbete . . . . .	68
	<b>Litteratur</b>	<b>69</b>



# 1 Inledning

## 1.1 Bakgrund

Installation av stödkonstruktioner syftar till att ta upp jordtryck vid djupa schakter men även att bibehålla befintliga grundvattennivåer i samband med schakt. Spont är en vanligt förekommande stödkonstruktion, oftast av stål men även betong, trä och plast förekommer (Statens geotekniska institut, 2019). Installation av stålspont sker med metoder såsom: slagning, vibrering, borrarng eller pressning och där vibrodrivning är den vanligaste och mest kostnadseffektiva installationsmetoden. Vid svårforcerade jordlager, till exempel bottenmorän på berg eller fast blockrik jord såsom i Stockholm Mälardalen, kompletteras sponten med bergdubb och jetinjektering mellan spontfoten och berget för att försäkra bärigheten och åstadkomma en tät stödkonstruktion (Viking, 2019).

På grund av att vibrodriven stålspont är en tids- och kostnadseffektiv lösning jämfört med andra stödkonstruktionstyper och installationsmetoder så vibrodrivs alltför ofta stålspont i svårforcerade jordlager så hårt att spontfoten deformeras/skadas. Då finns en risk att drivningen stoppas helt och att andra följdskador uppkommer. Konsekvensen av detta är att tids- och kostnadskrävande åtgärder måste sättas in. Problemen bottnar i en brist på kunskap rörande vibrodrivning. Med bättre kunskap rörande stoppkriterier (det vill säga kriterier för när vibrodrivning av spont skall avbrytas) kan risken för skador i spontfoten minimeras och följaktligen också den tids- och kostnadsökning som skadorna innebär (Viking, 2019).

## 1.2 Problemställning

Vid vibrodrivning av stålspont måste en drivbarhetsanalys baserad på den geotekniska undersökningen göras. Samtidigt är den geotekniska undersökningens möjligheter att förutsäga drivbarheten i svårforcerade jordar, som förekommer inte minst i Sverige, för närvarande bristande. De mest avancerade metoderna för drivbarhetsanalys baseras ofta på en sonderingsmetod som inte är lämplig att använda i fast lagrade jordar, eventuellt innehållande block, som exempelvis CPT (Cone Penetration Test). Det beror på att metoderna för drivbarhetsanalys togs fram någon annanstans än i Sverige, med andra geologiska förutsättningar (Viking, 2019).

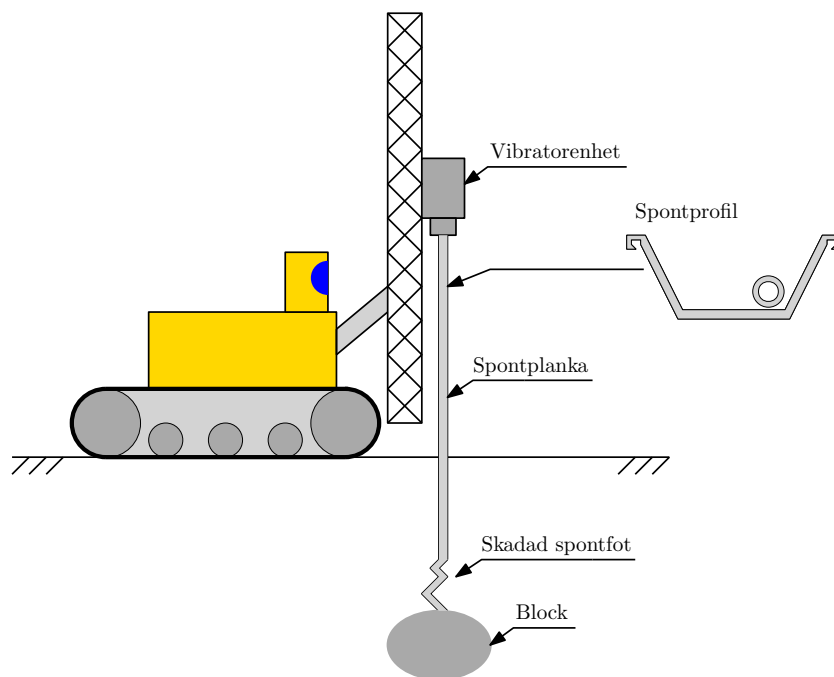
Publikationer som finns tillgängliga och behandlar vibrodrivning i svårforcerade jordar, såsom bottenmorän eller en blockig jord, är få till antalet och den allmänna uppfattningen är att vibrodrivning i svårforcerade jordar inte är att rekommendera. En annan installationsmetod, företrädesvis borrarng, är att föredra (Viking, 2019).

I projekt Förbifart Stockholm har entreprenörer tampats med fast lagrad friktionsjord

i form av bottenmorän, i vissa fall även innehållande block. Generellt kan sägas att den valda stödkonstruktionen är nästan uteslutande vibrodriven U-spont (stålspont med U-profil), sektionvis förekommer dock RD-pålar med lås (borrad spetsburen påle) i en av två entreprenader som studerats av författaren. Dubbrör svetsade på sponten förekommer i stor omfattning i projektet och har huvudsakligen två syften: att möjliggöra för jetinjektering under spontfoten så att tätheten blir tillräckligt bra och att medge användningen av bergdubb för bärighetens skull (Viking, 2019).

Ett drivningsstopp har flera möjliga konsekvenser. I bästa fall händer föga mer än att spontplankan inte drivs ned lika långt som avsett, varvid nödvändiga förstärkningsåtgärder och ändringar kan göras relativt enkelt och kostnadseffektivt. I sämsta fall skadas spontfoten så allvarligt att även förstärkningsåtgärderna blir onödigt komplexa och dyra (Viking, 2019).

I Förbifart Stockholm innebär allvarliga skador till exempel att dubbröret blir obrukbart, antingen på grund av att röret deformeras eller på grund av att ett böjt liv på spontplankan förhindrar urborring av cementpluggen i botten på dubbröret. Konsekvensen av detta blir att varken bärighet eller tätning kan säkerställas. Ett annat exempel är att spontlåset böjs med följden att nästkommande plankan inte heller kan neddrivas till avsett djup. Problemet med deformationer i spontfoten innebär inte sällan att spontplankan blir mycket svår eller omöjlig att dra upp eftersom även åtskilliga kubikmeter jord måste dras upp med plankan. Problemet illustreras generellt i figur 1.1.



**Figur 1.1:** Skiss över problemställningen, vid hård drivning stöter spontfoten emot ett block eller en fast lagrad friktionsjord och skadas.

Sammanfattningsvis bör nämnas att vibrodriven stålspont är den vanligaste formen av stödkonstruktion, trots detta råder en kunskapsbrist när det gäller drivning i svårforcerad jord. Vid drivning i svårforcerad jord är spontplankans kapacitet (och inte endast vibratorns drivningskapacitet) av stor betydelse. Det finns behov av ett stoppkriterium (analogt de stoppslagningskriterier som finns för slagna pålar) som beaktar spontplankans kapacitet för att undvika att spontprofilen skadas/deformeras vid hård drivning. På så sätt kan följskador och de tids- och kostnadsökningar som tidigare nämnts reduceras eller helt och hållet undvikas.

## 1.3 Syfte

I detta examensarbete studeras om ett stoppkriterium kan etableras för vibrodriven stålspont, primärt genom att analysera när och hur deformationerna sker under drivningen. Målet är att skapa bättre förståelse och kunskap om var gränsen går mellan stopp för vibrodrivning och uppkomst av skada eller deformation i spontfoten. Vidare undersöks vilka parametrar som är av störst betydelse för skadeuppkomsten samt vilken av dessa som mest påverkar stoppkriteriet.

## 1.4 Metod

Problemet analyseras genom att simulera en spontplanka som stöter emot en styv jordart eller ett block i Abaqus<sup>1</sup>. Resultatet utvärderas utifrån brottkriteriet buckling i spontfoten. Två parameterstudier utförs – styvheten på jorden/blocket som spontfoten stöter emot i syfte att utvärdera dess betydelse för det uppkomna kraftspelet samt det laterala upplaget (fjäderupplag) i syfte att avgöra om det laterala stödet påverkar det tidigare nämnda kraftspelet. Utöver den transienta analysen så härleds kontaktkraften mellan sponthuvud och vibrator analytiskt.

## 1.5 Disposition

Examensarbetets disposition presenteras kort nedan.

**Kapitel 2** utgörs av en litteraturstudie på relevanta områden för problemställningen. Stödkonstruktioner i allmänhet presenteras, framförallt med avseende på drivbarhetsproblem. Dessutom presenteras tidigare erfarenhet av hur liknande och närliggande problem analyserats. Avsnitten på vibrodrivning fokuserar på vibrodrivbarhet och hur denna analyseras. Problemställningen analyseras strukturmekaniskt, därför presenteras i det avsnittet relevanta fenomen och metoder.

**Kapitel 3** beskriver projekt Förbifart Stockholm och de problem som har gett upphov till detta examensarbete. Fokus ligger på en översiktlig beskrivning av de geotekniska

---

<sup>1</sup>Abaqus Unified FEA är ett mjukvarupaket för finita element-analys från Dassault Systemes SE

problemställningarna samt hur, var och varför de uppkommit i projektet.

**Kapitel 4** är en strukturdynamisk härledning av vibratorlasten som belastar sponthuvudet. Härledningen är nödvändig eftersom vibratorn inte modelleras i Abaqus utan endast spontplankan och jorden/blocket modelleras.

**Kapitel 5** består av den huvudsakliga analysen som görs i detta examensarbete, nämligen den tredimensionella transienta FE-analysen (finita element-analysen). Resultatet från kapitel 4 används som indata till denna analys.

**Kapitel 6** består av slutsatser som kan dras från analyserna samt förslag på fortsatt arbete.

## 1.6 Avgränsningar

Drivbarhetsanalyser utgår alltid från tre ”huvudkomponenter” – drivningsutrustningen, spontplankan och jorden. I detta examensarbete ligger fokus på spontplankan. Jorden modelleras endast som en elastisk massa utan någon brottmodell (se vidare avsnitt 5.3.1) och drivutrustningen beaktas endast i form av last på spontplankan och en enklare analytisk uppskattning av kraftspelet. Analysen utgår från en transient 3D-analys, det vill säga en dynamisk finita element-analys precis då stoppet är ett faktum och följaktligen modelleras inte jorden som belastar spontplankan lateralt mer avancerat än med fjäderupplag (ingen mantelfriktion). Endast en stålspont med U-profil (Larsen 603 från Hoesch Spundwand und Profil (2012)) med bestämd längd och materialparametrar analyseras, se vidare avsnitt 5.2.2.

## 2 Litteraturstudie

Författaren har valt att dela upp litteraturstudien i det här examensarbetet i tre huvudområden: Stödkonstruktioner, Strukturmekanik och Vibrodrivning. Vibrodrivning och strukturmekanik studeras eftersom de är fundamentala för problemställningen och den valda analysmetoden, stödkonstruktioner i allmänhet studeras eftersom inte alla typer och installationsmetoder dras med samma problem. Vald typ av stödkonstruktion, installationsmetod och eventuella extra insatser (såsom exempelvis avlastningsborrning) måste återspegla den geotekniska undersökningen och drivbarhetsanalysen.

### 2.1 Stödkonstruktioner

I detta avsnitt presenteras några av de vanligaste lösningarna för stödkonstruktioner. Utöver typer och tillämpning så presenteras några av de vanligaste installationsmetoderna. Dessutom presenteras relevanta publikationer på skador för slagdrivna pålar som är det närmsta detta examensarbetets problemställning författaren hittat.

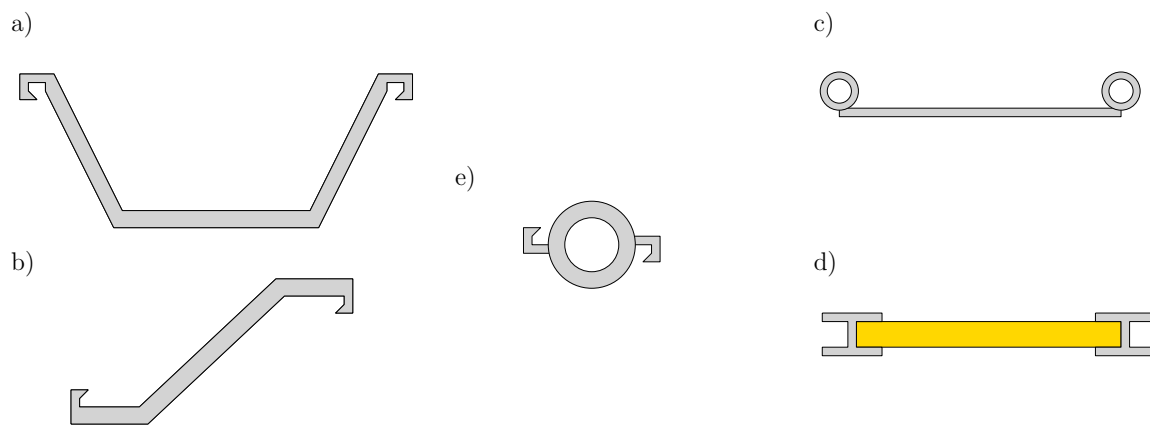
#### 2.1.1 Typer och tillämpning

Spont är en vanligt förekommande typ av stödkonstruktion. De kan delas in i två typer: tätspont och glesspont, se figur 2.1. Tätspont är stålprofiler med lås, de vibreras eller slås ned i jorden och är täta ned till spontfoten, det vill säga under schaktbotten. Om jorden är problematisk och tätspont därför inte är praktiskt, till exempel för att jorden innehåller block, är glesspont en möjlig lösning (Statens geotekniska institut, 2019).

Glesspont kan utföras på många olika vis. Två exempel är: borrarade rörprofiler med succesiv tätning (så kallad utfackning) av stålplåt som svetsas på rören allteftersom schakten blir djupare och slagen eller vibrodriven H-profil där tätning åstadkoms genom att bräddor läggs mellan profilerna, återigen allteftersom schakten blir djupare. Båda dessa typer av stödkonstruktion kallas ofta för berlinerspont. Vilken lösning som används beror på markförhållandena, om jorden är blockig är borrarade rörprofiler att föredra framför slagna eller vibrodrivna H-profiler (Viking, 2019). Notera att någon form av vägg är nödvändig mellan profilerna både för tätning (ner till schaktbotten) och för att förhindra skred eller ras.

Tätspont kan också utföras på många olika vis. Vanligast är U- eller Z-profil med lås, ett annat exempel är RD-pålvägg – även dessa med lås mellan pålarna. I Sverige drivs både U- och Z-profil normalt med vibrator, det är dock möjligt att slå ned sponten. RD-pålar borraras ned, exakt hur lösningen ser ut är tillverkarspecifik, se vidare exempel under avsnitt 2.1.2.

Det finns andra typer av stödkonstruktioner utöver spont, till exempel slitsmur och



**Figur 2.1:** Exempel på tätspont och glesspont. Profil (a) och (b) är exempel tätspont (U- och Z-profil), (c) och (d) är glesspont (borrade stålrör eller slagen/vibrerad H-balk) och (e) är en RD-påle med lås.

tangent-/sekantpålar. Dessa presenteras dock inte i detta examensarbete.

## 2.1.2 Installationsmetoder

De fyra vanligast förekommande installationsmetoderna för stödkonstruktioner är borrning, pressning, slagning och vibrodrivning. Även grävning förekommer, men den metoden utelämnas ur detta examensarbete. Nedan presenteras de fyra tidigare nämnda metoderna.

### Vibrodrivning

Moderna vibratorer är normalt hydrauliska. Ett exempel på drivningsutrustning visas i figur 1.1. En vibrator fungerar principiellt genom att ett jämnt antal mindre massor roteras inuti ett vibratorchassi. Massorna är excentriska, det vill säga deras tyngdpunkt sammanfaller inte med axeln kring vilken de roterar. Genom att ha ett jämnt antal massor, och rotera dessa åt olika håll, kan de uppkomna tröghetskrafterna begränsas så att de endast har en vertikal komponent (Viking, 2002). Vibrodrivning skiljer sig från slagdrivning genom att det inte är ett stötförlopp i sponthuvudet som ger upphov till neddrivningen, utan vibratorn och spontplankan har hela tiden kontakt.

Vibrodrivning av spontplankor karakteriseras framförallt av hög neddrivningshastighet och låg omgivningspåverkan relativt slagdrivning (Deep Foundations Institute, 2015). Nackdelarna inkluderar svårigheter att bedöma drivbarheten och bärförmågan. Drivbarhetsanalyser är normalt begränsade till rent empiriska metoder såsom presenteras i Massarsch (2000). Vibrodrivning som metod presenteras i mer detalj under avsnitt 2.3.



## Slagning

Moderna fallhejare är normalt hydrauliska, det finns dock andra typer av hejare såsom diesel- och lufthejare. Olsson och Holm (1993) presenterar funktionssättet för tre olika hydraulhejare: Banutmaskinen, Uddcombmaskinen och Junttanmaskinen. Dessa tre maskiner åstadkommer på olika sätt samma funktion, nämligen att hejarvikten lyfts upp till en fallhöjd och därefter släpps så att hejarvikten stöter emot sponthuvudet. När hejaren träffar sponthuvudet uppkommer en spänningsvåg som överförs genom spontplankan till spontfoten, på så vis drivs spontplankan nedåt i jorden. Mellan hejarvikten och sponthuvudet placeras en slagdyna vars uppgift är att centrera slaget och verka som en fjäder.

Hejardrivning har vissa fördelar jämfört med vibodrivning, bland annat högre mantelbärförmåga efter drivning och bättre förmåga att förutsäga vilken bärförmåga som kan åstadkommas, se till exempel Massarsch (2000). Nackdelarna inkluderar större omgivningspåverkan, framförallt oljud, se till exempel Deep Foundations Institute (2015).

## Borrning

Borrning som installationsmetod är inte så enhetlig som de andra metoderna, utan exakt hur det fungerar beror på vad som ska installeras. I det här avsnittet begränsas diskussionen till installation av RD-pålar. Användning av RD-pålar som stödkonstruktion (en så kallad RD-pålvägg) är inte lika vanligt som tät- eller glesspont men metoden förekommer, i figur 2.2 visas ett exempel från Förbifart Stockholm.

Installation av RD-pålar sker med antingen topphammare eller sänkborrhammare, installationen sker alltså med en typ av slagborr. Den principiella skillnaden mellan topp- och sänkborrhammare är hammarens position under drivning. En topphammare angriper det roterande borrhöret ovan pålskallen, medan en sänkborrhammare angriper pålrörets nedre ände (slagskon) (Ruukki, u.å.). RD-pålarna låser i varandra på samma vis som till exempel U-spont, se figur 2.1. Det medger att ett byte av lösning från U-spont till RD-pålvägg, eller vice versa, kan göras sömlöst utan att ett brott i spontlinjen uppkommer (SSAB, u.å.).

Borrning som metod har fördelen att den är relativt okänslig för inhomogeniteter i jordmassan såsom block. Metoden har dock inte samma produktionskapacitet som vibrodriven spont har (det vill säga löpmeter spont per enhet tid). RD-pålväggar är, precis som U-spont, tät ned till pålspetsen/spontfoten. Det gör lösningen mer användbar än glesspont då tätheten är av vikt.

## Pressning

Pressning av spont är den mest exotiska metoden av de fyra som presenteras i detta avsnitt. Spontplankan pressas ned med en statisk kraft som åstadkoms genom användning av hydraulkolvar. Den statiska kraften balanseras genom ett antal gripklor som greppar tidigare installerade plankor, på så vis behövs ingen motvikt (International



**Figur 2.2:** RD-pålvägg från Förbifart Stockholm, notera att entreprenören bytt från vibrodriven U-spont till RD-pålvägg till vänster i bilden.

Press-in Association, 2019). Det finns utrustning som självgår över spontväggen, vilket minskar behovet av extern utrustning såsom en kran. Pressning är en relativt långsam installationsmetod. Den är dock användbar i trånga utrymmen där annan utrustning inte får plats. Den har dessutom låg omgivningspåverkan, vilket innebär att stödkonstruktioner kan installeras intill känslig närliggande bebyggelse med minimal risk för skador relativt de andra installationsmetoderna (International Press-in Association, 2019).

### 2.1.3 Drivrelaterade skador

Det finns inte många publikationer gällande drivrelaterade skador. Det fåtal som författaren funnit redogörs för i det här avsnittet. Notera att ingen publikation rörande skador orsakade vid vibrodrivning av spont har hittats, utan endast slagdrivna pålar med högt diameter-till-godstjocklek (offshore-pålar).

Skador på slagna pålar har observerats och studerats tidigare av ett fåtal forskare,

huvudsakligen i form av så kallad *extrusion buckling* (progressiv krympning av diameter vid drivning) och *local buckling* (buckling i pålspetsen). Den senare studerades av Holeyman m. fl. (2015) för skador på stålpålar med cirkulärt tvärsnitt och ett högt diameter-godstjocklek-förhållande som stötte emot block i en fast blockig lermörän. De använde programvaran GRLWEAP<sup>1</sup> för att bestämma kraftspelet och jämförde de beräknade värdena med analytiska lösningar för buckling av MSL Engineering Limited (2001) och Aldridge m. fl. (2005).

Pålen som analyserades av Holeyman m. fl. (2015) hade en diameter på 6 m och en godstjocklek på 80 mm. För det studerade fallet visade de att kraften i pålspetsen var cirka dubbelt så stor som den kraft som behövdes för att pålspetsen skulle buckla, de noterar dock att blocket de modellerade skulle gå till brott vid en kraft lägre än kritiska bucklingslasten för pålen. Slutsatsen de drar är att blockstorleken samt jordens och blockets mekaniska egenskaper har stor betydelse för utfallet och att analysen potentiellt är användbar i blockiga jordar.

Extrusion buckling är en annan skademekanism som studerats av bland annat Barbour och Erbrich (1995), Erbrich m. fl. (2010) och Randolph (2018). Även detta problem har sitt ursprung i pålgeometrin med stor diameter relativt godstjockleken för stålpålar med cirkulärt tvärsnitt. Fenomenet uppkommer då pålspetsen har en initialdeformation (av tillverkning eller transport) eller drivs genom en heterogen jord som ger upphov till en liten deformation i pålspetsen. Under drivningen pressas pålspetsen succesivt ihop och pålspetsens tvärsnitt bildar typiskt en karakteristisk jordnötsform.

Barbour och Erbrich (1995) utvecklade en teknik för att simulera den progressiva deformationen i Abaqus kallad BASIL (Bucket Adjusted Soil Installation Loading). Erbrich m. fl. (2010) förfinade och gjorde modellen mer praktiskt användbar, de beskriver också att modellen består av två delar: en strukturmekanisk modell av pålen (skalelement) och BASIL-element som består av fjädrar som angriper pålen radiellt. Fjädrarna har i den senare versionen bytts ut mot motsvarande nodkrafter på grund av att de gav upphov till numeriska problem, konceptet och fysiken är dock desamma. Fjädrarna är icke-linjära och deras styvhet bedöms utifrån den geotekniska undersökningen. När pålen penetrerar en ”nivå” av fjädrar sätts deras nollpunkt till positionen i samma ögonblick som nivån penetrerades. En liten initialdeformation ansätts, i regel korresponderande mot den första bucklingsmoden, och resultatet blir att pålen ”extruderas” genom jorden och deformerar allteftersom drivningen fortlöper.

Randolph (2018) redogör för två välkända fall av extrusion buckling som simulerats med BASIL för att återskapa realistiska brottmoder: Valhallplattformen i Nordsjön och Goodwyn A-plattformen i Australien. Han skriver dock att analysen är mycket komplex och att den i nuläget endast används retrospektivt, det vill säga efter problemet har uppkommit och konstaterats. Vidare påpekar han att mekanismen är väl förstådd men att det saknas riktlinjer för att hantera problemet.

Guillemet (2013) noterade skador på en vibrodriven och instrumenterad spontplanka. Accelerationen trunkerades eftersom den överskred accelerometers övre gräns ( $77,5g$ , där  $g$  avser tyngdacceleration;  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ), hon skriver dock att accelerationen

---

<sup>1</sup>GRLWEAP är ett program för simulering av pål-drivning som baseras på den endimensionella vågekvationen från Pile Dynamics, Inc.

troligen uppgick till cirka 100g. Notera i figur 2.3 hur spontlåset har antagit en karakteristisk sinusform som är typisk för buckling. Sponten i fråga drevs med vibrator i Solna och jordens egenskaper, lagerföljd och mäktigheter påminner om de som erfarits i Förbifart Stockholm.



**Figur 2.3:** Skadad spontfot, från Guillemet (2013). Foto: K. Viking.

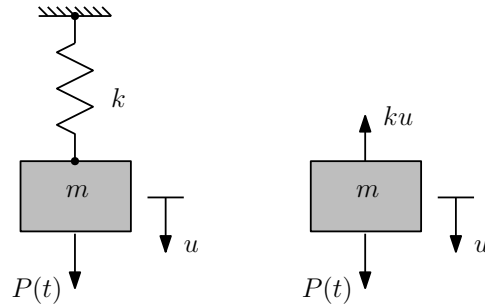
## 2.2 Strukturmekanik

I detta avsnitt presenteras några relevanta publikationer i strukturmekanik. Förutom publikationer rörande den valda analysformen (finita elementmetoden) så presenteras också två olika instabilitetseffekter och hur jord-strukturinteraktion kan modelleras. Några relevanta resultat från strukturdynamiken presenteras också.

### 2.2.1 Strukturdynamik

#### **Enfrihetsgradssystem med påtvingad harmonisk svängning**

Responser till harmonisk belastning för enfrihetsgradssystem är ett mycket användbart resultat från strukturdynamiken. Ofta kan relativt komplexa system förenklas till enfrihetsgradssystem, såsom exempelvis obalanserade roterande maskiner på ett upplag. I detta avsnitt härleds och löses differentialekvationen som uppkommer för ett odämpat enfrihetsgradssystem som belastas med en periodisk kraft. Avsnittet är baserat på Chopra (2011).



**Figur 2.4:** Enfrihetsgradssystem med extern kraft t.v. och friläggning av massan t.h.

Genom användning av Newtons andra lag på friläggningen i figur 2.4, positiv riktning nedåt, kan följande ekvation tecknas

$$P(t) - ku = m\ddot{u} \quad (2.1)$$

där:  $P(t)$  = extern kraft [N]  
 $k$  = fjäderstyvhet [N/m]  
 $m$  = massa [kg]  
 $u$  = förskjutning [m]  
 $\ddot{u}$  = acceleration [m/s<sup>2</sup>]

Om  $P(t)$  ansätts enligt

$$P(t) = p_0 \sin(\omega t) \quad (2.2)$$

kan ekvation 2.1 uttryckas

$$m\ddot{u} + ku = p_0 \sin(\omega t) \quad (2.3)$$

Ekvationen kan lösas för förskjutningen med begynnelsevärden enligt

$$u = u(0) \quad \dot{u} = \dot{u}(0) \quad (2.4)$$

Lösningen till den homogena ekvationen  $m\ddot{u} + ku = 0$  ges av

$$u_h(t) = A \cos(\omega_n t) + B \sin(\omega_n t) \quad (2.5)$$

där  $A$  och  $B$  är integrationskonstanter och  $\omega_n$  är systemets egenvinkelfrekvens som för ett enfrihetsgradssystem beräknas enligt

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.6)$$

Partikulärlösningen till ekvation 2.3 kan skrivas

$$u_p(t) = \frac{p_0}{k} \frac{1}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \sin(\omega t), \quad \omega \neq \omega_n \quad (2.7)$$

där:  $p_0$  = kraftamplitud [N]  
 $k$  = fjäderstyvhet [N/m]  
 $\omega$  = vinkelfrekvens [rad/s]  
 $\omega_n$  = egenvinkelfrekvens [rad/s]  
 $t$  = tid [s]

Notera att precis då  $\omega = \omega_n$  går  $u_p(t)$  mot oändligheten, det vill säga resonans. Den fullständiga lösningen ges av summan av lösningen till den homogena ekvationen och partikulärlösningen, det vill säga

$$u(t) = A \cos(\omega_n t) + B \sin(\omega_n t) + \frac{p_0}{k} \frac{1}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \sin(\omega t) \quad (2.8)$$

Genom att införa begynnelsevillkoren fås den allmänna lösningen

$$u(t) = u(0) \cos(\omega_n t) + \left[ \frac{\dot{u}(0)}{\omega_n} - \frac{p_0}{k} \frac{\omega/\omega_n}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \right] \sin(\omega_n t) + \frac{p_0}{k} \frac{1}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \sin(\omega t) \quad (2.9)$$

där den första och andra termen motsvarar den transienta lösningen och den tredje termen motsvarar *steady state*-lösningen. För härledning av lösningarna refereras läsaren till Chopra (2011).

I verkliga system försvinner de transienta vibrationerna med tiden på grund av dämpning. Därför är *steady state*-lösningen av särskilt intresse. Om den transienta komponenten försummas kan lösningen enligt ekvation 2.9 skrivas

$$u(t) = (u_{st})_0 \left[ \frac{1}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \right] \sin(\omega t) \quad (2.10)$$

där den statiska förskjutningsamplituden skrivs

$$(u_{st})_0 = \frac{p_0}{k} \quad (2.11)$$

Uttrycket i hakparentesen i ekvation 2.10 kan plottas mot frekvensförhållandet  $\omega/\omega_n$ , se figur 2.5. Ur figuren kan utläsas att frihetsgradens förskjutning är i fas med den pålagda kraften så länge  $\omega < \omega_n$  medan den är i motfas då  $\omega > \omega_n$ .

Ekvation 2.10 kan uttryckas i form av vibrationsamplituden  $u_0$  och fasvinkeln  $\phi$

$$u(t) = u_0 \sin(\omega t - \phi) = (u_{st})_0 R_d \sin(\omega t - \phi) \quad (2.12)$$

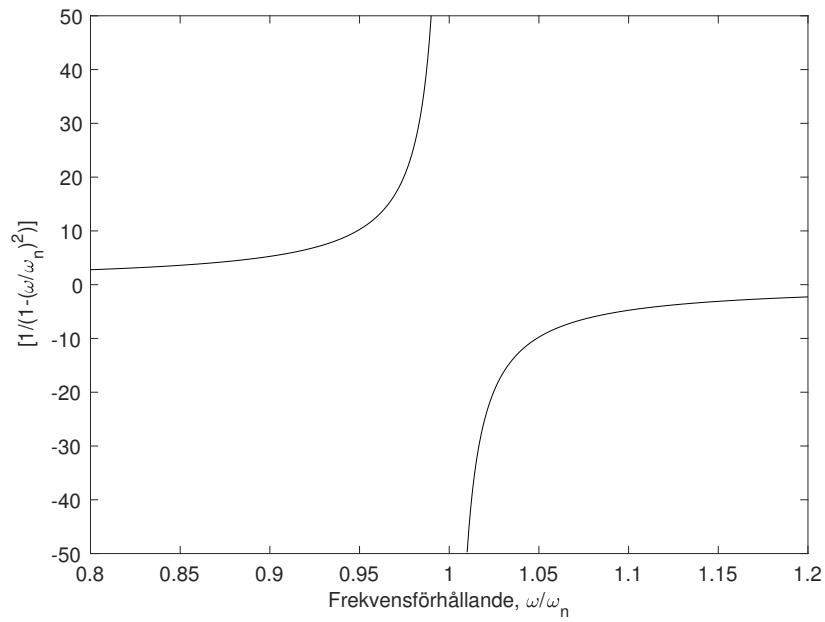
där den dynamiska responsfaktorn  $R_d$  definieras

$$R_d = \frac{u_0}{(u_{st})_0} = \frac{1}{|1 - (\omega/\omega_n)^2|} \quad (2.13)$$

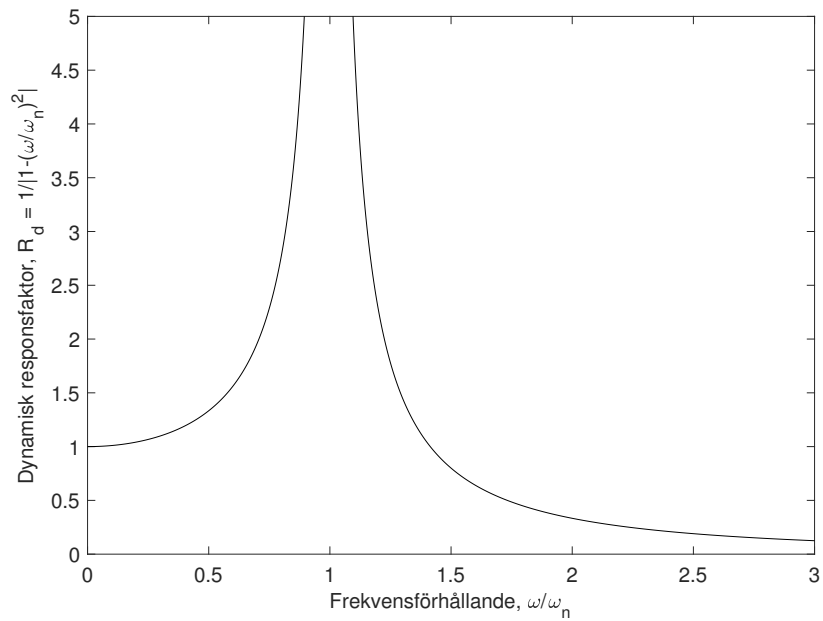
och fasvinkeln

$$\phi = \begin{cases} 0^\circ & \text{då } \omega < \omega_n \\ 180^\circ & \text{då } \omega > \omega_n \end{cases} \quad (2.14)$$

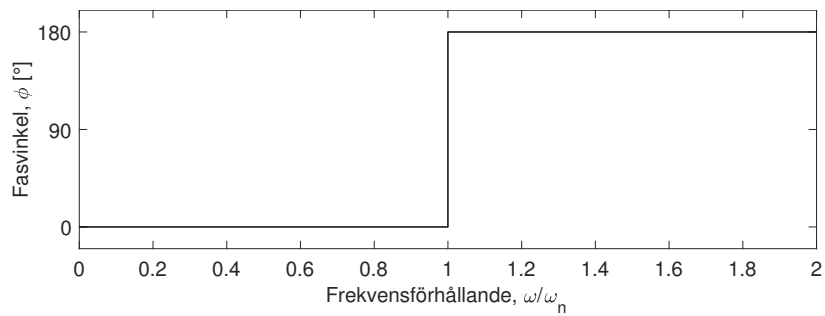
Figur 2.6 visar den dynamiska responsfaktorn som en funktion av frekvensförhållandet och figur 2.7 visar fasvinkeln som en funktion av frekvensförhållandet.



**Figur 2.5:** Uttrycket i hakparentes mot frekvensförhållandet.



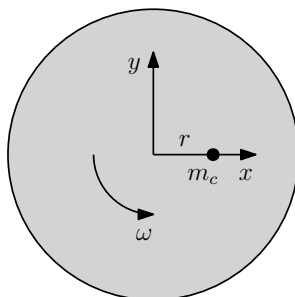
**Figur 2.6:** Dynamiska responsfaktorn som en funktion av frekvensförhållandet.



**Figur 2.7:** Fasvinkeln som en funktion av frekvensförhållandet.

## D'Alemberts princip

Vissa dynamiska problem kan hanteras som om de vore statiska jämviktsproblem genom användning av D'Alemberts princip. Om en fiktiv tröghetskraft införs (produkten av massan och accelerationen), det vill säga en kraft som är motriktad accelerationen, så kan jämvikt erhållas för varje tidpunkt och då kan systemet hanteras som ett statiskt jämviktsproblem (Chopra, 2011). Användning av denna princip kräver dock att referensramen är fast förbunden med kroppen. Nedan visas ett exempel på detta för den så kallade centrifugalkraften från Grahn och Jansson (2013).



**Figur 2.8:** Modell för centrifugalkraft, efter Grahn och Jansson (2013).

Figur 2.8 visar en skiva med en fast förbunden referensram som roterar med en vinkelfrekvens  $\omega$  kring sin  $z$ -axel. Längs dess  $x$ -axel finns en partikel med massan  $m_c$ . Partikeln är då i relativ jämvikt med den roterande ramen, det vill säga  $\mathbf{F} = 0$  ska gälla (Grahn och Jansson, 2013). Partikelns absoluta acceleration är dock nollskild eftersom rörelsen sker längs en cirkel med vinkelfrekvensen  $\omega$ . Eftersom partikeln rör sig i en cirkelbana har den därför normalaccelerationen  $a_{ci} = r\omega^2$  (Grahn och Jansson, 2013). Med användning av Newtons andra lag kan då följande ekvation tecknas i  $x$ -led

$$F_x = -m_c r \omega^2 \quad (2.15)$$

eller

$$F_x + m_c r \omega^2 = 0 \quad (2.16)$$

där  $F_x$  är den verkliga totalkraften och  $m_c r \omega^2$  är en fiktiv kraft som, i det roterande referenssystemet, kan hanteras som en verklig kraft. Ekvation 2.16 uttrycker då jämvikt i det roterande systemet och den fiktiva kraften  $m_c r \omega^2$  benämns centrifugalkraft (Grahn och Jansson, 2013).

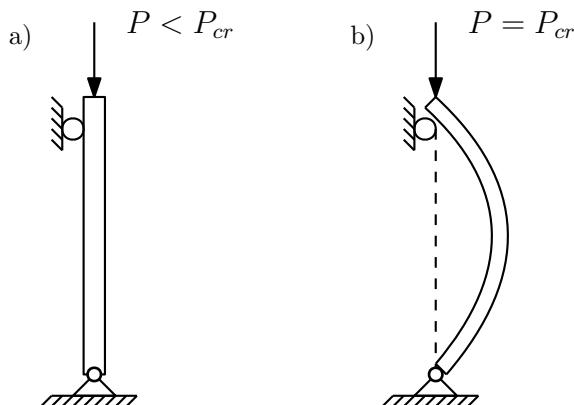
### 2.2.2 Instabilitet

Vid dimensionering av konstruktioner måste instabilitetseffekter tas hänsyn till, dessa effekter karakteriseras av att de kan ge upphov till kollaps innan dess att materialets hållfasthet uppnåtts (Heyden m. fl., 2008). I detta avsnitt begränsas studien till knäckning och buckling, dessutom antas knäckning av pålar vara jämförbart med knäckning av spontplankor.



## Knäckning

Ett exempel på instabilitetsfenomen är knäckning som kan ske om en slank konstruktion utsätts för en stor tryckande normalkraft, se figur 2.9. Exempel på slanka konstruktionsdelar som utsätts för stora tryckande normalkrafter är pelare och pålar.



**Figur 2.9:** Pelarknäckning.

Den kritiska normalkraften  $P_{cr}$  som illustreras i figur 2.9 kan härledas analytiskt och uttrycks generellt (Heyden m. fl., 2008)

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\beta L)^2} \quad (2.17)$$

där:  $E$  = elasticitetsmodul [Pa]  
 $I$  = yttröghetsmoment [m<sup>4</sup>]  
 $L$  = längd [m]  
 $\beta$  = faktor som bestämmer knäcklängden baserat på upplagsvillkor [-]

Risken för knäckning ska beaktas vid dimensionering av pålar. På grund av jordtrycket som stabiliserar pålen sidledes bör dock inte ekvation 2.17 användas direkt. Olsson och Holm (1993) presenterar ett antal metoder för dimensionering av pålar med hänsyn till knäckning. Dimensioneringen kan göras med avseende på en rak påle eller en initialkrokig påle. Om pålen antas rak och ledat infäst i båda ändar kan den kritiska knäckningslasten  $P_{cr}$  utgående från Timoshenkos teori för en sträva omgiven av ett elastiskt medium beskrivas som

$$P_{cr} = \frac{n^2 \pi^2 EI}{l_p^2} + \frac{k_h d_p l_p^2}{n^2 \pi^2} \quad (2.18)$$

där:  $n$  = antal halvvågor inom pålens längd för antagen sinusformad utböjning [-]  
 $l_p$  = pålens längd [m]  
 $EI$  = pålens böjstyvhet [Nm<sup>2</sup>]  
 $k_h$  = lateral bäddmodul [N/m<sup>3</sup>]  
 $d_p$  = pålens diameter [m]

Den minsta knäcklasten erhålls genom att lösa följande ekvation (Olsson och Holm, 1993)

$$\frac{\delta P_{cr}}{\delta n} = 0 \quad (2.19)$$

Lösningen är

$$n = \frac{l_p}{\pi} \sqrt[4]{\frac{k_h d_p}{EI}} \quad (2.20)$$

vilket vid insättning i ekvation 2.18 ger den minsta knäckningslasten (Olsson och Holm, 1993)

$$P_{cr} = 2 \cdot \sqrt{k_h d_p EI} \quad (2.21)$$

Bäddmodulen kan, för en kohesionsjord, beräknas enligt (Olsson och Holm, 1993)

$$k_h = 20c_u/d_p \text{ för korttidslast} \quad (2.22a)$$

$$k_h = 80c_u/d_p \text{ för långtidslast} \quad (2.22b)$$

där:  $c_u$  = odränerad skjuvhållfasthet [kPa]

$d_p$  = pålens diameter [m]

Initialkrokighet beaktas genom ett tilläggsmoment baserat på andra ordningens moment enligt

$$M = \frac{0,5 \cdot F_v \delta_0}{\left(1 - \frac{F_v}{P_{cr}}\right)} \quad (2.23)$$

där:  $M$  = tilläggsmoment [Nm]

$F_v$  = vertikal last [N]

$\delta_0$  = initialutböjning uttryckt i pilhöjden [m]

Dimensioneringen av pålen beror på vilket material den är tillverkad av, anvisningar finns i Fredriksson m. fl. (1991). Häri begränsas presentationen till stålplåtar. Gränslasten  $F_v$  för en stålplåta begränsas av

$$\frac{F_v}{N_d} + \frac{M}{M_d} = 1,0 \quad (2.24)$$

där:  $N_d = f_{yk} \cdot A$  [N]

$f_{yk}$  = dimensionerande sträckgräns för stålet [Pa]

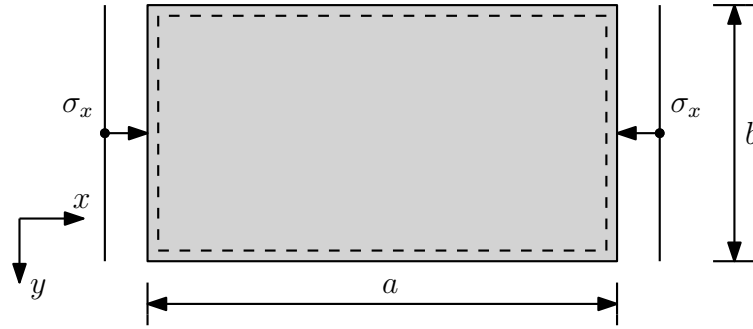
$A$  = pålens tvärsnittsarea [m<sup>2</sup>]

$M_d = \eta \cdot W \cdot f_{yk}$

$\eta$  = formfaktor som tar hänsyn till tvärsnittsklass

## Buckling

Buckling är ett exempel på lokal instabilitet som kan uppkomma i tunnväggiga och slanka plåtar. Risk för buckling föreligger om plåten belastas med en trycklast (Åkeson, 2005). I Eurokod 3 (Dimensionering av stålkonstruktioner) beaktas buckling i form av *tvärsnittsklasser*, för andra tvärsnitt än de vanligaste fordras dock att en beräkning utförs.



**Figur 2.10:** Beräkningsmodell för skivbuckling, efter Åkesson (2005).

Med en beräkningsmodell enligt figur 2.10 (fritt upplagd på samtliga fyra kanter) kan det generella uttrycket (kritisk bucklingsspänning) för skivbuckling härledas analytiskt enligt Åkesson (2005)

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 D a^2}{t_s m_b^2} \left( \frac{m_b^2}{a^2} + \frac{n_b^2}{b^2} \right)^2 \quad (2.25)$$

där:  $\sigma_{cr}$  = kritisk bucklingsspänning [N/m<sup>2</sup>]  
 $D$  = skivans/plattans böjstyvhet [Nm<sup>2</sup>/m]  
 $a$  = skivans längd (obelastad sida) [m]  
 $b$  = skivans bredd (belastad sida) [m]  
 $m_b$  = antal halvsinusvågor i längsled ( $x$ -led) [-]  
 $n_b$  = antal halvsinusvågor i tvärlid ( $y$ -led) [-]  
 $t_s$  = skivans tjocklek [m]

Skivans böjstyvhet kan beräknas enligt

$$D = \frac{E t_s^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (2.26)$$

där:  $E$  = elasticitetsmodul [Pa]  
 $t_s$  = skivans tjocklek [m]  
 $\nu$  = Poissons tal [-]

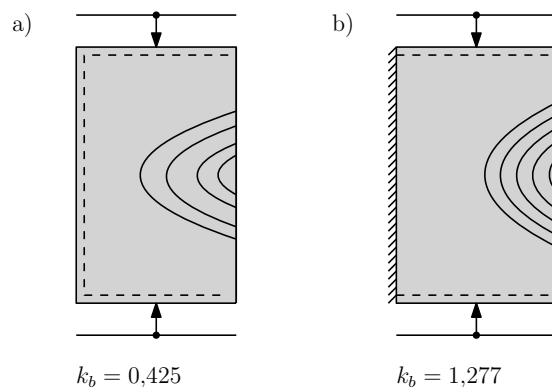
Det lägsta värdet på  $\sigma_{cr}$  fås då  $n_b = 1$ , varvid följande uttryck kan härledas (Åkesson, 2005)

$$\sigma_{cr} = k_b \frac{\pi^2 E}{12(1 - \nu^2) \left( \frac{b}{t_s} \right)^2} \quad (2.27)$$

där  $k_b$  kallas för bucklingskoefficienten och definieras enligt

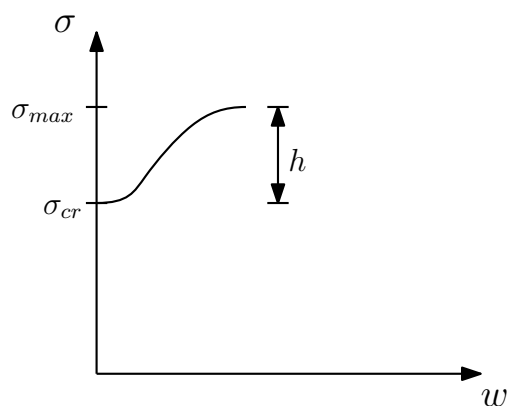
$$k_b = \left( \frac{m_b b}{a} + \frac{a}{m_b b} \right)^2 \quad (2.28)$$

Bucklingskoefficienten varierar med bland annat upplags- och belastningsvillkor. I figur 2.11 visas två exempel där (a) är fritt upplagd på tre ränder och den fjärde är fri, (b) är fast inspänd på en rand, fritt upplagd på två och fri på den fjärde. Belastningen är jämnt utbredd på båda.  $k_b$ -värdena som anges är minimivärden.



**Figur 2.11:** Bucklingskoefficient för två olika upplagsvillkor, efter Åkesson (2005).

Att en skiva bucklar innebär inte omedelbar kollaps såsom knäckning innebär. Istället har skivor en så kallad *efterkritisk bärförmåga*, markerat med  $h$  i figur 2.12. Notera att  $w$  är skivans utböjning. Den efterkritiska bärförmågan beror på membranverkan. Vid dimensionering av slanka tvärsnitt utnyttjas denna effekt genom användning av en så kallad *effektiv bredd*, för vidare beskrivning av detta hänvisas läsaren till Åkesson (2005).



**Figur 2.12:** Efterkritisk bärförmåga, efter Åkesson (2005).

### 2.2.3 Finita elementmetoden

Finita elementmetoden (FEM) är en numerisk metod för lösning av partiella differentialekvationer. FEM är en mycket vanligt förekommande metod för att lösa problem inom i synnerhet mekaniken. Metoden karakteriseras av att ett större område delas in i mindre områden (så kallade *element*). Varje element har två eller fler *noder* där den sökta variabeln beräknas. Med hjälp av en interpoleringsfunktion (*formfunktion*) kan den beräknade variabeln approximeras över elementet (Ottosen och Petersson, 1992). Formfunktionerna är normalt polynom med en grad som svarar mot antalet noder elementet har.

En FE-analys kan fundamentalt delas in i följande sex steg (Nikishkov, 2009):

#### 1. Diskretisera området

Det första steget är alltid att dela upp området i *finita element*. För enkla pro-

blem, till exempel fackverk, kan detta göras manuellt. I annat fall används speciella algoritmer för exempelvis triangulering. Samlingen av alla element kallas för elementnät eller *mesh* och hur elementen ansluter till varandra beskrivs av en *topologimatrix*.

## 2. Välj formfunktioner

Som tidigare nämnt behövs formfunktioner för att approximera nodvärdena över elementet, de består vanligtvis av polynom.

## 3. Bestäm elementmatriser

Matrisekvationen för varje element etableras på så sätt att nodvärdena för den okända funktionen relateras till andra parametrar.

## 4. Assemblera elementekvationerna

De *lokala* elementekvationerna assembleras med hjälp av topologin till ett *globalt* ekvationssystem. Mellan detta steg och nästa måste även randvillkoren införas.

## 5. Lös det globala ekvationssystemet

För enklare problem kan normalt en lösning erhållas direkt, medan för mer komplexa problem behövs ibland en iterativ metod.

## 6. Beräkna eventuella ytterligare resultat

Utdatan från beräkningen är inte nödvändigtvis den som söks, varför ytterligare beräkningar blir nödvändiga. Till exempel kan spänningar beräknas från de förskjutningar som en strukturmekanisk FE-beräkning ger.

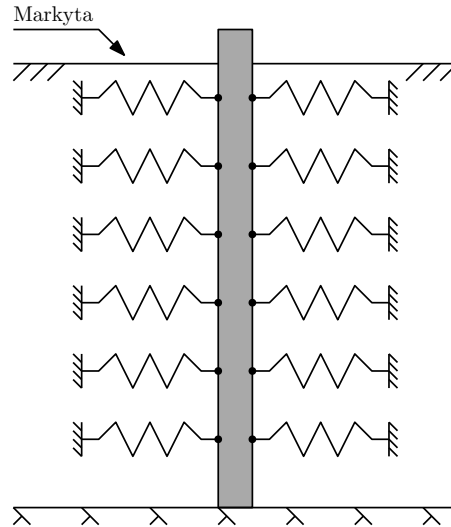
För vidare beskrivning av finita elementmetoden refereras läsaren till exempelvis Otosen och Petersson (1992) eller Bathe (2014).

### 2.2.4 Jord-strukturinteraktion

Det är viktigt att ta hänsyn till både jord, struktur och dess interaktion vid uppförandet av konstruktioner. Att inte ta hänsyn till den växelverkan som uppkommer mellan jorden och strukturen kan ge upphov till oförutsett stora drift- och underhållskostnader (företrädesvis på grund av differenssättning) för konstruktionen (Hansbo och Kärrholm, 1977). Jord-strukturinteraktion är viktigt att beakta för både yt- och djupgrundläggning, i detta avsnitt presenteras kort hur den laterala förskjutningen för en påle (som även antas giltigt för en spontplanka under drivning) som utsätts för lateral belastning kan beräknas genom användning av Winklerupplag såsom illustreras i figur 2.13. Dessutom presenteras kort hur spetsmotståndet kan modelleras endimensionellt.

#### Stabiliserande lateralt jordtryck

Generellt kan sägas att det finns tre olika metoder för att uppskatta den laterala förskjutningen hos en påle: genom rent empiriska metoder, genom att betrakta jorden som ett elastiskt kontinuum eller genom användning av Winklerupplag. Den sistnämnda



**Figur 2.13:** Modell av spetsburen påle med lateralt stöd från Winklerupplag.

metoden föreslogs av Winkler år 1867 och består av en serie fjädrar som agerar oberoende av varandra. Den baseras på följande uttryck (Poulos och Davis, 1980)

$$p = k_h \rho_l \quad (2.29)$$

där:  $p$  = tryck [Pa]  
 $k_h$  = lateral bäddmodul [ $\text{N}/\text{m}^3$ ]  
 $\rho_l$  = förskjutning [m]

Ett exempel på en begränsning med Winklermodellen är dess oförmåga att beakta bäddmodulens beroende av grundläggningens storlek, något som diskuterades av Terzaghi (1955). Trots detta är metoden vanligt förekommande inom grundläggningstekniken på grund av dess enkelhet, möjlighet att beakta modulens variation med djupet samt ta hänsyn till icke-linjäritet i responsen (Poulos och Davis, 1980).

Det är ett välkänt faktum att det är relativt svårt att bestämma bäddmodulen. Men tack vare metodens genomslag finns det en hel del empiriska relationer tillgängliga. En mängd olika förslag på hur bäddmodulen kan beräknas kan hittas i exempelvis Bowles (1988) eller Poulos och Davis (1980). Den förstnämnda sammanfattar typvärden för olika jordar att använda som referens vid beräkning med någon av de metoder som finns, se tabell 2.1.

Beroende på jordens beskaffenhet kan bäddmodulen variera med djupet. Palmer och Thompson (1948) föreslog att bäddmodulens variation med djupet kan uttryckas

$$k_h = k_L \left( \frac{z}{L} \right)^{n_p} \quad (2.30)$$

där:  $k_h$  = lateral bäddmodul [ $\text{N}/\text{m}^3$ ]  
 $k_L$  = lateral bäddmodul vid pålspetsen [ $\text{N}/\text{m}^3$ ]  
 $z$  = nivå [m]  
 $L$  = pålens längd [m]  
 $n_p$  = empiriskt faktor ( $n \geq 0$ )

**Tabell 2.1:** Typvärden för bäddmodulen för olika jordar, från Bowles (1988).

Soil*	$k_h$ [MN/m <sup>3</sup> ]
Dense sandy gravel	220-400
Medium dense coarse sand	157-300
Medium sand	110-280
Fine or silty, fine sand	80-200
Stiff clay (wet)	60-220
Stiff clay (saturated)	30-110
Medium clay (wet)	39-140
Medium clay (saturated)	10-80
Soft clay	2-40

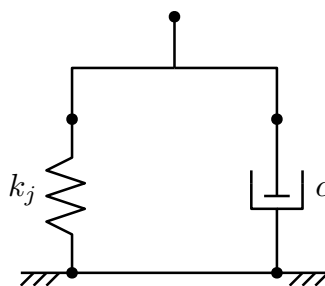
\*Either wet or dry unless otherwise indicated

Den empiriska faktorn,  $n_p$ , sätts ofta till antingen 0 (konstant bäddmodul) eller 1 (linjär ökning med djupet). Konstant bäddmodul är ett vanligt antagande för överkonsoliderade leror (Terzaghi, 1955). En mer omfattande diskussion gällande valet av den empiriska faktorn finns i Poulos och Davis (1980).

I Abaqus finns fjädrande upplag implementerat under beteckningen *Elastic Foundation*. Trycket agerar normalt mot elementytan och anges med enheten N/m<sup>3</sup> generellt eller N/m<sup>2</sup> för balkelement (*Abaqus Analysis User's Manual* 2010).

## Jord-strukturinteraktion i spontfot

Det enklaste sättet att inkludera jordmotstånd vid pålspetsen eller spontfoten är genom att multiplicera den vertikala bäddmodulen med tvärsnittsarean på objektet som ska drivas. Det finns dock mer komplexa modeller som utvecklats i takt med drivbarhetsanalyser för pålar (företrädesvis baserat på den endimensionella vågekvationen, se Smith (1960)). Smith föreslog en modell enligt figur 2.14, där både fjäderstyvheten och dämpningen bestäms empiriskt.



**Figur 2.14:** Modell för jordmotstånd i pålspets, efter Smith (1960).

Lysmer och Richart (1966) föreslog en analog modell, men där fjäderstyvheten och dämpningen bestäms genom den komplexa eftergivligheten för en elastisk halvrymd. Resultatet blir en modell som baseras på grundläggande materialegenskaper (Deeks och Randolph, 1995). Lysmers och Richarts modell tecknas enligt

$$k_j = \frac{4GR}{1 - \nu} \quad (2.31a)$$

$$c = 0,85k_j \frac{R}{c_s} \quad (2.31b)$$

där:  $k_j$  = jordens fjäderstyvhet [N/m]  
 $G$  = jordens skjuvmodul [Pa]  
 $R$  = radie på tvärsnittet [m]  
 $\nu$  = Poissons tal [-]  
 $c_s$  = skjuvvågshastighet [m/s]  
 $c$  = dämpning [Ns/m]

Fjäderstyvheten  $k_j$  kallas för *static spring stiffness* medan dämpningen  $c$  är nödvändig för att fånga den dynamiska responsen (som är icke-linjär). Betydligt mer avancerade modeller för jordens respons i pålspetsen finns tillgängliga, mer eller mindre samtliga baseras dock på Lysmers och Richarts viskoelastiska modell (Deeks och Randolph, 1995). Deeks och Randolph sammanfattar flertalet av dessa varianter i sin artikel.

## 2.3 Vibrodrivning

I detta avsnitt presenteras några relevanta publikationer rörande vibrodrivning. Utöver en kort historik så presenteras: de två huvudtyperna av vibratorer, metoder för vibrodrivbarhetsanalys, omgivningspåverkan vid vibrodrivning, den matematiska formuleringen av drivkraft och amplitud en vibrator kan leverera samt hur motståndskrafterna (jordmotstånd) kan modelleras och uppskattas baserat på den geotekniska undersökningen.

### 2.3.1 Historik

Vibrodrivning har sitt ursprung i Tyskland och Sovjetunionen med början tidigt 1930-tal. Den första vibratorm patenterades av Hertwig och Losenhausenwerk och den första kommersiella vibratorm såg dagens ljus 1932. Ungefär samtidigt formulerade Pavyluk konceptet som en del av sin forskning på jorddynamik. Den sovjetiska forskningen på området tog fart under ledning av Barkan 1934 (Rodger och Littlejohn, 1980).

Massarsch (2000) redogör för den internationella utvecklingen på området vibrodrivna pålar och spont för Pålkommisionens räkning (rapport 99). I rapporten beskriver han fyra generationer av vibratorer, vardera en av generationerna har inneburit bland annat minskad omgivningspåverkan, ökad drivningskapacitet och möjligheten att avbryta drivning utan att resonans uppkommer i systemet jord-spont eller jord-påle. Samtliga av dessa fyra beskrivna generationer är vibratorer med en arbetsfrekvens mellan 0 och 50 Hz. Det finns också vibratorer med en mycket hög arbetsfrekvens (0–135 Hz), främst den så kallade *Bodine Resonance Pile Driver*. Arbetsprincipen är för denna vibrator resonans i pålen.



### 2.3.2 Utrustning

Det finns två huvudtyper av vibrodrivningsutrustning: frihängande och gejdermonterade. Drivningsutrustningen består av fem huvuddelar (Viking, 2002), se också figur 1.1:

- En hydraulisk kraftkälla
- Ett hydrauliskt kraftöverföringssystem
- Vibratorenheten
- En eller flera hydrauliska gripklor
- En maskin som lyfter och positionerar vibratorn inför drivning

Som kraftkälla används normalt en dieselmotor som driver en hydraulisk pump, den trycksatta vätskan transporteras till vibratorenheten genom kraftöverföringssystemet (hydraulisk slang). Förutom att driva de excentriska massorna som genererar rörelsen i vibratorenheten så används hydrauliken för att spänna gripklor som håller spontplankan eller pålen som ska drivas.

#### Frihängande vibratorer

Vibratorenheten väger typiskt mellan 150 kg och 16 000 kg, varför en kraftfull maskin behövs för att bära och manövrera den. Oftast används en kran eller grävmaskin till det. Mindre vibratorer kan anslutas direkt till en grävmaskin och behöver då inte någon extern kraftkälla medan större vibratorer behöver en kran och extern kraftkälla (Viking, 2002). Ett exempel på en frihängande vibrator kan ses i figur 2.18.

Fördelarna med frihängande vibratorer inkluderar lägre kostnad än en maskin dedikerad till endast vibrodrivning och större flexibilitet om en kran används eftersom kranen kan ställas längre ifrån platsen där drivningen utförs. Nackdelarna inkluderar systemets oförmåga att variera den statiska lasten under drivning (kranupphängda vibratorer kan reducera, men inte öka, den statiska lasten) och svårigheter med att noggrant manövrera vibrator och spontplanka innan drivningen kan påbörjas.

#### Gejdermonterade vibratorer

Gejdermonterade vibratorer består av samma fem huvuddelar som de frihängande. Skillnaden är endast hur vibratorenheten är upphängd och att kraftkällan ofta är inbyggd i maskinen. Maskinen utgörs ofta av ett ombyggt grävmaskinschassi och gejdern kan vara av både teleskoptyp och fast typ (Viking, 2002). Ett exempel på en gejdermonterad vibrator kan ses i figur 1.1.

Fördelarna med en gejdermonterad vibrator är bland annat möjligheten att installera pålar i vinkel, möjligheten att variera den statiska lasten under drivning (hydrauliskolvar som kan både öka och minska den statiska lasten) och att lättare kunna manövrera

och positionera pålen eller sponten som ska installeras. Nackdelarna inkluderar högre kostnader, både i form av anskaffningskostnader och minskad användarflexibilitet. Gejdermonterade vibratorer är dessutom tyngre och maskinen måste stå nära drivningspunkten vilket kan leda till stabilitets- eller bärighetsproblem.

### 2.3.3 Vibrodrivbarhet och spontbarhet

#### Vibrodrivbarhet

Forskningen rörande vibrodrivning har i huvudsak fokuserat på två områden: vibrodrivbarhet och omgivningspåverkan. Forskningen på vibrodrivbarhet syftar huvudsakligen till att etablera modeller som kan uppskatta erforderlig drivnings- och produktionskapacitet. Omgivningspåverkan ingår inte i detta examensarbete.

Viking (2002) gör en sammanställning av de vanligaste metoderna för vibrodrivbarhetsanalys och delar upp dem i kategorierna:

- Parametriska metoder
- Kraftbalansmetoder
- Energibalansmetoder
- Metoder baserade på lagen om rörelsemängdens bevarande
- Metoder baserade på integration av Newtons lagar

Viking (2002) skriver att de parametriska metoderna är de tidigaste och enklaste modellerna, de baseras på empiri och enkla matematiska uttryck. Dessa tidiga metoder baserades på linjär-viskösa eller linjär-elastoplastiska jordmodeller. Praktisk erfarenhet har dock visat att responsen är icke-linjär. Kraftbalansmetoder baseras på en jämförelse mellan drivkrafterna och motståndskrafterna, dessa modellerna kan inte uppskatta penetrationshastigheten eftersom de enbart jämför storleken på krafterna. Energibalansmetoderna är i regel statiska och utgår från att effekten som vibratorn levererar är lika stor som effekten som konsumeras av motståndskrafterna.

Modeller som använder lagen om rörelsemängdens bevarande baseras på balans mellan jordmotståndets impuls och den totala rörelsemängden för vibratorn och spontplankan eller pålen som installeras. Integration av Newtons lagar utgår från en balansekvation såsom (Viking, 2002)

$$F_0 + F_v + F_m - R_s - R_t - R_c = a_s m_{dyn} \quad (2.32)$$

där:  $F_0$  = den statiska massans tyngd [N]  
 $F_v$  = vibratorns kraft [N]  
 $F_m$  = den statiska kraften från de dynamiska massorna [N]  
 $R_s$  = dynamiskt jordmotstånd längs manteln [N]  
 $R_t$  = dynamiskt jordmotstånd i spontfoten [N]  
 $R_c$  = dynamiskt motstånd i spontlås [N]  
 $a_s$  = spontplankans acceleration [m/s<sup>2</sup>]  
 $m_{dyn}$  = dynamisk massa [kg]

Samtliga ingående motståndskrafter tidsintegreras över periodtiden för en cykel ( $T_p = 1/f_d$ , där  $f_d$  är drivningsfrekvensen). Se avsnitt 2.3.4 för vidare förklaring av ingående drivkrafter och avsnitt 2.3.5 för motståndskrafter.

## Spontbarhet

Axelsson och Baker (2007) gör i Pålkommisionens Rapport 103 (Slagna friktionspålar) en distinktion mellan drivbarhet och pålbarhet. De skriver: *Med pålbarhet avses jordens egenskaper med hänsyn till påslagning, t ex blockighet, risk för falska stopp, packning etc. /.../ Med drivbarhet avses möjligheten att installera pålen i den aktuella jorden med en viss slagningsutrustning.* Vibrodrivning och slagdrivning är inte samma sak, men definitionerna är trots det relevanta även för vibrodrivning. I syfte att skilja på de båda drivningsmetoderna används istället begreppet *vibrodrivbarhet* för vibrodrivning, och för att skilja på pålar och spont används *spontbarhet* för den senare.

Som nämns i avsnitt 2.3.3 har forskningen på vibrodrivning fokuserat på vibrodrivbarhet och omgivningspåverkan. I fallet när ”spontplankans kapacitet”, och inte drivkraften som vibratören kan leverera, är dimensionerande är spontbarheten av yttersta vikt att noggrant utvärdera. Av erfarenhet från Förbifart Stockholm kan slutsatsen dras att drivningsstopp i regel är relaterade till blockförekomst och fast lagrad friktionsjord (bottenmorän), det vill säga då det dynamiska jordmotståndet i spontfoten är större än drivkraften.

### 2.3.4 Vibrodrivningsparametrar

Följande avsnitt är baserat på Viking (2002) om inget annat anges.

Den teoretiska drivkraften  $F_d$  en vibrator kan leverera ges av

$$F_d = F_0 + F_v \quad (2.33)$$

där:  $F_0$  = den statiska kraften [N]  
 $F_v$  = den vertikala komponenten av den periodiska vibratorkraften [N]

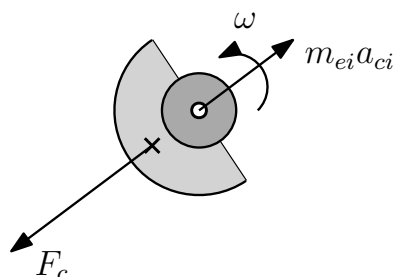
Den statiska kraften  $F_0$  åstadkoms genom att placera en avvibrerad massa ovanpå vibratorchassit. För en gejdermonterad vibrator kan kraften ökas eller minskas med hjälp av hydraulkolvar, för frihängande (kranupphängda) vibratorer kan den endast

reduceras med hjälp av linkraften som håller vibratoren. Den statiska kraften  $F_0$  ges alltså generellt av

$$F_0 = gm_0 - T \quad (2.34)$$

där:  $g$  = tyngdaccelerationen [ $\text{m/s}^2$ ]  
 $m_0$  = den statiska massan [kg]  
 $T$  = linkraften [N]

Den dynamiska kraften  $F_v$  ges av den vertikala komponenten till centrifugalkraften som genereras av de roterande excentriska massorna. Notera att massorna roterar åt olika håll, på så sätt blir vektorsumman av de horisontella krafterna alltid noll för ett jämnt antal excentriska massor och endast den vertikala kraftkomponenten återstår.



**Figur 2.15:** Beräkningsmodell för centrifugalkraft på en excentermassa.

Med användning av D'Alemberts princip (se avsnitt 2.2.1) kan utifrån figur 2.15 tecknas

$$F_c = m_{ei}a_{ci} \quad (2.35)$$

För cirkelrörelse kan normalaccelerationen  $a_{ci}$  beräknas med

$$a_{ci} = r_{ei}\omega^2 \quad (2.36)$$

Centrifugalkraften  $F_c$  kan alltså beräknas enligt

$$F_c = m_{ei}r_{ei}\omega^2 = M_{ei}\omega^2 \quad (2.37)$$

där:  $m_{ei}$  = excentrisk (roterande) massa [kg]  
 $a_{ci}$  = normalacceleration [ $\text{m/s}^2$ ]  
 $r_{ei}$  = excentrisk radie [m]  
 $\omega$  = vinkelfrekvens [rad/s]  
 $M_{ei}$  = excentriskt moment [kgm]

I litteraturen används benämningen *excentriskt moment* för produkten av den excentriska massan och den excentriska radien trots att dess enhet inte överrensstämmer med enheten för ett moment. Fortsättningsvis används dock litteraturens nomenklatur. Det excentriska momentet från varje roterande massa betecknas  $M_{ei}$  och summan av samtliga roterande massors excentriska moment betecknas  $M_e$ .

Den vertikala komponenten av den periodiska vibratorkraften,  $F_v$ , ges alltså av

$$F_v = F_c \sin \omega t = M_e \omega^2 \sin \omega t \quad (2.38)$$

där:  $F_c$  = centrifugalkraften [N]  
 $M_e$  = totalt excentriskt moment ( $= \sum m_{ei}r_{ei}$ ) [kgm]  
 $\omega$  = vinkelfrekvens [rad/s]  
 $t$  = tid [s]

Slutligen kan den teoretiska drivkraften  $F_d$  uttryckas (se också figur 2.16)

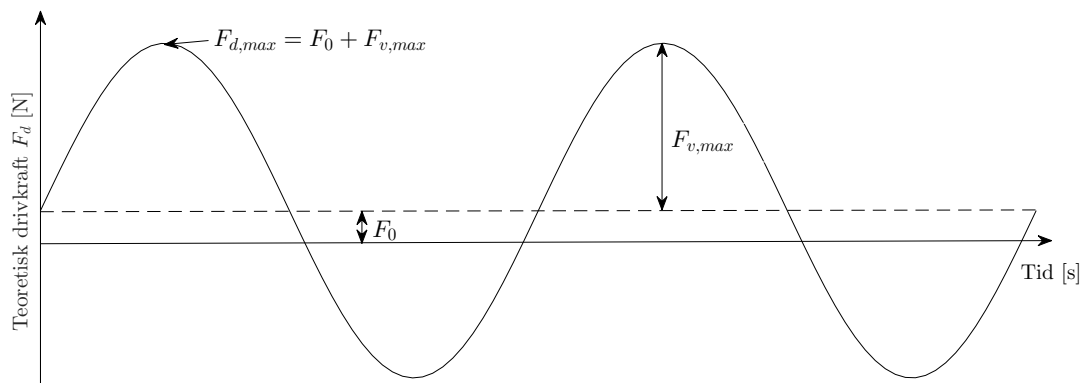
$$F_d = F_0 + F_v = gm_0 - T + M_e\omega^2 \sin \theta \quad (2.39)$$

där:  $g$  = tyngdaccelerationen [m/s<sup>2</sup>]  
 $m_0$  = den statiska massan [kg]  
 $T$  = linkraften [N]  
 $M_e$  = excentriskt moment [kgm]  
 $\theta$  = rotationsvinkeln för den excentriska massan [°]  
 $\omega$  = vinkelfrekvens [rad/s]

Vinkelfrekvensen  $\omega$  beräknas med hjälp av drivningsfrekvensen

$$\omega = 2\pi f_d \quad (2.40)$$

där:  $\omega$  = vinkelfrekvens [rad/s]  
 $f_d$  = drivningsfrekvens [Hz]



**Figur 2.16:** Den totala drivkraftens variation med tiden, efter Viking (2002).

Ytterligare en viktig parameter är den så kallade dynamiska massan  $m_{dyn}$ . Den påverkar vibrationsamplituden i spontplankan eller pålen som drivs och definieras som summan av massorna som rör sig i vertikalled, det vill säga

$$m_{dyn} = m_{ch} + m_{gk} + m_{sp} \quad (2.41)$$

där:  $m_{ch}$  = vibratorchassits massa [kg]  
 $m_{gk}$  = gripklons massa [kg]  
 $m_{sp}$  = spontplankans/pålens massa [kg]

Med hjälp av den dynamiska massan kan uttryck för *vibratorns* dubbla förskjutningsamplitud  $S_{sp}$  (se figur 2.17) härledas, notera att detta är amplituden som normalt anges i vibratorns tekniska datablad, det vill säga

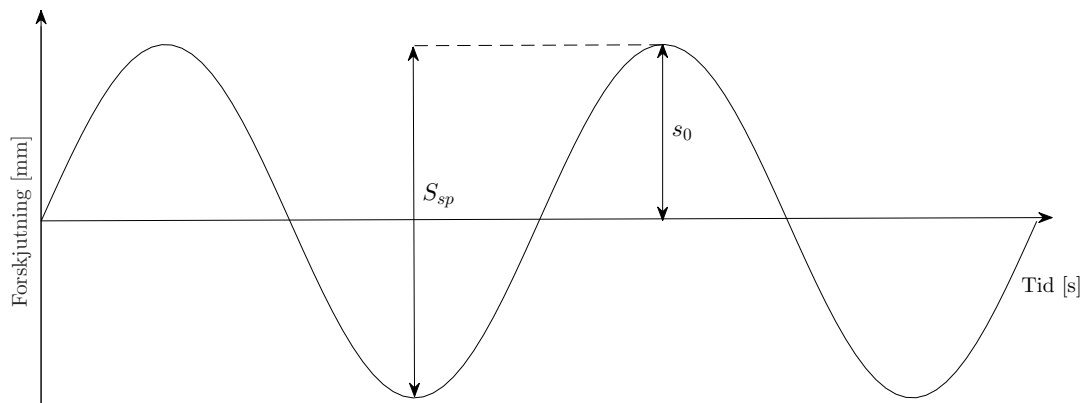
$$S_{sp} = 2s_0 = 2 \frac{M_e}{m_{ch} + m_{gk}} \quad (2.42)$$

där:  $s_0$  = vibratorns enkla förskjutningsamplitud [mm]  
 $M_e$  = excentriskt moment [kgm]  
 $m_{ch}$  = vibratorchassits massa [kg]  
 $m_{gk}$  = gripklons massa [kg]

Ekvation 2.42 tar inte hänsyn till spontplankans/pålens massa, det dynamiska jordmotståndet eller motstånd i spontlåset. Därför blir alltid den faktiska vibrationsamplituden mindre än den som anges av tillverkaren. Spontplankans/pålens massa kan tas hänsyn till genom

$$S_0 = \frac{m_{ch} + m_{gk}}{m_{ch} + m_{gk} + m_{sp}} S_{sp} \quad (2.43)$$

där:  $S_0$  = frihängande dubbel förskjutningsamplitud [mm]  
 $m_{ch}$  = vibratorchassits massa [kg]  
 $m_{gk}$  = gripklons massa [kg]  
 $m_{sp}$  = spontplankans/pålens massa [kg]  
 $S_{sp}$  = vibratorns dubbla förskjutningsamplitud [mm]



**Figur 2.17:** Enkel och dubbel förskjutningsamplitud, efter Viking (2002).

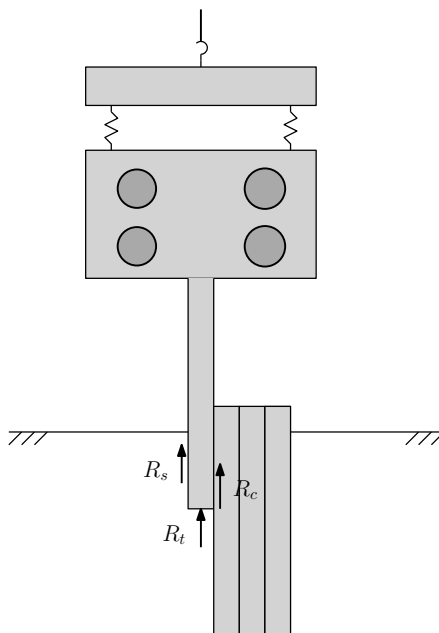
### 2.3.5 VSRD - Vibratory Soil Resistance to Driving

För att uppskatta erforderlig drivkraft och penetrationshastighet måste antingen en SRD-analys (*Soil/Static Resistance to Driving*) eller VSRD-analys (*Vibratory Soil Resistance to Driving*) göras, benämningen beror på drivningsmetod. VSRD definieras som summan av motståndskrafterna (se också figur 2.18), det vill säga

$$\text{VSRD} = \sum R = R_t + R_s + R_c \quad (2.44)$$

där:  $R_t$  = dynamiskt jordmotstånd i spontfoten [kN]  
 $R_s$  = dynamiskt jordmotstånd längs manteln [kN]  
 $R_c$  = dynamiskt motstånd (friktion) i spontlåset [kN]

Det finns VSRD-modeller som baseras på de metoder som presenteras i avsnitt 2.3.3,



**Figur 2.18:** Motståndskrafter vid vibrodrivning av spont med lås.

gemensamt för dessa är dock att de innehåller parametrar som är svåra att bestämma. Det finns relativt få publikationer som innehåller rekommendationer för hur dessa parametrar ska bestämmas och drivbarhetsanalyser baseras därför ofta på empiriska samband, se till exempel Rodger och Littlejohn (1980), Van Rompaey m. fl. (1995), Kühn (1980) (se Massarsch (2000)) eller Massarsch m. fl. (2016). Modellerna som refereras i detta stycke presenteras nedan.

Van Rompaey m. fl. (1995) presenterar en modell baserad på kraftbalans där de dynamiska motståndskrafterna beräknas genom exponentialfunktioner relaterade till uppmätt spetstryck och mantelmotstånd från CPT-sondering. Modellen består av sex steg enligt nedan

1. Uppskatta accelerationsamplituden genom sambandet

$$a_s = \frac{F_c}{m_{dyn}} = \frac{M_e \omega^2}{m_{dyn}} \quad (2.45)$$

där:  $F_c$  = centrifugalkraften [N]  
 $m_{dyn}$  = dynamisk massa, se ekvation 2.41 [kg]  
 $M_e$  = excentriskt moment [kgm]  
 $\omega$  = vinkelfrekvens [rad/s]

2. Definiera det statiska jordmotståndet. Spetsstrycket och mantelmotståndet från CPT-sondering används.
3. Beräkna förvätskat jordmotstånd baserat på CPT-sonderingen och ekvationerna

$$q_l = q_s \left[ \left(1 - \frac{1}{L_f}\right) e^{-\frac{1}{F_R}} + \frac{1}{L_f} \right] \quad (2.46)$$

$$\tau_l = \tau_s \left[ \left(1 - \frac{1}{L_f}\right) e^{-\frac{1}{F_R}} + \frac{1}{L_f} \right] \quad (2.47)$$

där:  $q_l$  = förvätskat spetsmotstånd [kPa]  
 $q_s$  = statiskt spetsmotstånd [kPa]  
 $\tau_l$  = förvätskat mantelmotstånd [kPa]  
 $\tau_s$  = statiskt mantelmotstånd [kPa]  
 $F_R$  = friktionskvoten från CPT-sondering ( $= \tau_s/q_s$ ) [-]  
 $L_f$  = empirisk förvätskningssfaktor, väljs mellan 4 och 10 [-]

4. Beräkna drivningsmotståndet med ekvationerna

$$q_d = (q_s - q_l) e^{-\alpha} + q_l \quad (2.48)$$

$$\tau_d = (\tau_s - \tau_l) e^{-\alpha} + \tau_l \quad (2.49)$$

där:  $q_d$  = drivningsmotstånd i spets [kPa]  
 $\tau_d$  = drivningsmotstånd längs mantel [kPa]  
 $\alpha$  = accelerationskvot ( $= a_s/g$ ) [-]

På varje djup  $z$  kan VSRD beräknas med följande ekvationer, notera att uttryck för låsfriktion saknas och det motståndet måste hanteras separat

$$R_t = q_d \Omega \quad (2.50)$$

$$R_s = y \int_{z=0}^{z=z} \tau_d dz \quad (2.51)$$

där:  $R_t$  = dynamiskt jordmotstånd i spontfoten [kN]  
 $R_s$  = dynamiskt jordmotstånd längs manteln [kN]  
 $\Omega$  = tvärsnittsarea i spontfot [ $m^2$ ]  
 $y$  = spontens omkrets [m]

5. Jordmotståndet leder till en reduktion av accelerationsamplituden. Ekvation 2.45 kan modifieras enligt

$$a_s = \frac{M_e \omega^2 - \delta R_s}{m_{dyn}} \quad (2.52)$$

där  $\delta$  är en dämpningsfaktor. Iterera steg 2–5 till dess att ingen skillnad föreligger mellan de två accelerationsamplituderna.



6. De resulterande nedåt- och uppåtorienterade krafterna kan beräknas som

$$F_{\downarrow} = M_e \omega^2 + m_{dyn} g - R_s - R_c - R_t \quad (2.53)$$

$$F_{\uparrow} = M_e \omega^2 - m_{dyn} g - R_s - R_c \quad (2.54)$$

där:  $F_{\downarrow}$  = total nedåtorienterad kraft [kN]  
 $F_{\uparrow}$  = total uppåtorienterad kraft [kN]  
 $M_e$  = excentriskt moment [kgm]  
 $\omega$  = vinkelfrekvens [rad/s]  
 $m_{dyn}$  = dynamisk massa [kg], se ekvation 2.41  
 $g$  = tyngdaccelerationen [m/s<sup>2</sup>]  
 $R_s$  = dynamiskt jordmotstånd längs manteln [kN]  
 $R_c$  = dynamiskt motstånd (friktion) i spontlåset [kN]  
 $R_t$  = dynamiskt jordmotstånd i spontfoten [kN]

Resulterande global penetrationshastighet kan beräknas enligt

$$v = v_{\downarrow} - v_{\uparrow} = \int \frac{F_{\downarrow}}{m_{dyn}} dt - \int \frac{F_{\uparrow}}{m_{dyn}} dt \quad (2.55)$$

där  $v_{\downarrow}$  är hastigheten nedåt och  $v_{\uparrow}$  är hastigheten uppåt.

Rodger och Littlejohn (1980) presenterar, utöver ett förslag på en beräkningsmodell, en sammanställning av erfarenheter gällande lämpliga vibratorparametrar för olika jordar, se tabell 2.2. Notera att  $\ddot{x}$  är uttryckt i tyngdaccelerationen  $g$ .

**Tabell 2.2:** Rekommenderade vibratorparametrar, från Rodger och Littlejohn (1980).

Cohesive soils		Dense cohesionless soils		Loose cohesionless soils	
High acceleration Low displacement amplitude	Low point resistance	High point resistance	Heavy piles	Light piles	
Requires high acceleration for either shearing or thixotropic transformation. Predominant side resistance.	High acceleration  Predominant side resistance. Requires high acceleration for fluidization.	Low frequency, Large displacement amplitude  Predominant end resistance. Requires high displacement amplitude and low frequency for maximum impact to permit elasto-plastic penetration.			High acceleration  Predominant side resistance. Requires high acceleration for fluidization.
<i>Recommended parameters</i>					
f: >40 Hz $\ddot{x}$ : 6–20g A: 1–10 mm	f: 10–40 Hz $\ddot{x}$ : 5–15g A: 1–10 mm	f: 4–16 Hz $\ddot{x}$ : 3–14g A: 9–20 mm			f: 10–40 Hz $\ddot{x}$ : 5–15g A: 1–10 mm

Kühn (1980) (se Massarsch (2000)) presenterar en modell baserad på uttrycket

$$F_c = \alpha_d L \quad (2.56)$$

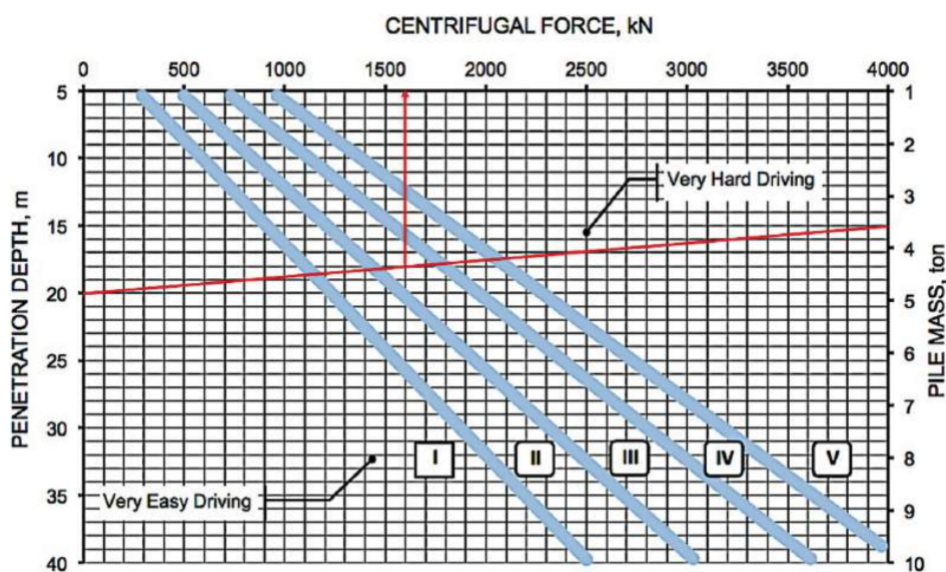
där:  $F_c$  = erforderlig centrifugalkraft [kN]  
 $\alpha_d$  = en empirisk faktor [kN/m]  
 $L$  = spontplankans längd [m]

Faktorn  $\alpha_d$  bestäms med hjälp av tabell 2.3. Nyare vibratorer är mer effektiva än äldre, baserat på erfarenhet så ska  $\alpha_d$  för äldre vibratorer multipliceras med 0,4 för att erhålla motsvarande värde som för moderna vibratorer (Massarsch, 2000).

**Tabell 2.3:** Faktorn  $\alpha_d$  från SPT-sondering, från Massarsch (2000).

Jordart	Sonderingsmotstånd SPT (N-värde)	Faktorn $\alpha_d$ (kN/m) (äldre vibratorer)	Faktorn $\alpha_d$ (kN/m) (moderna vibratorer)
<b>Friktionsjord</b>			
mycket lös	0–4	100	40
lös	4–10	150	60
medelfast	10–30	200	80
fast	30–50	250	100
mycket fast	>50	400	160
<b>Kohesionsjord</b>			
mycket lös	0–2	100	40
lös	2–4	150	60
medelfast	4–8	200	80
fast	8–15	250	100
mycket fast	15–30	400	160
extremt fast	>30	500	200

Massarsch m. fl. (2016) presenterar en metod där erforderlig centrifugalkraft relateras till pålens/spontplankans massa och drivningsdjupet, se figur 2.19 och tabell 2.4.



**Figur 2.19:** Förhållandet mellan centrifugalkraft, pålens massa och penetrationsdjup. Avläses tillsammans med tabell 2.4, från Massarsch m. fl. (2016).

**Tabell 2.4:** Förhållandet mellan vibrodrivbarhet och det uppmätta sonderingsmotståndet, från Massarsch m. fl. (2016).

Soil category		I	II	III	IV	V
Test type	Units	Very loose	Loose	Medium dense	Dense	Very dense
SPT	N (blows/0.3 m)	<4	4–10	10–30	30–35	>50
CPT	$q_t$ (MPa)	<5	5–10	10–15	15–20	>20
DPH	$N_{10}$ (blows/10 cm)	<5	5–10	10–15	15–20	>20



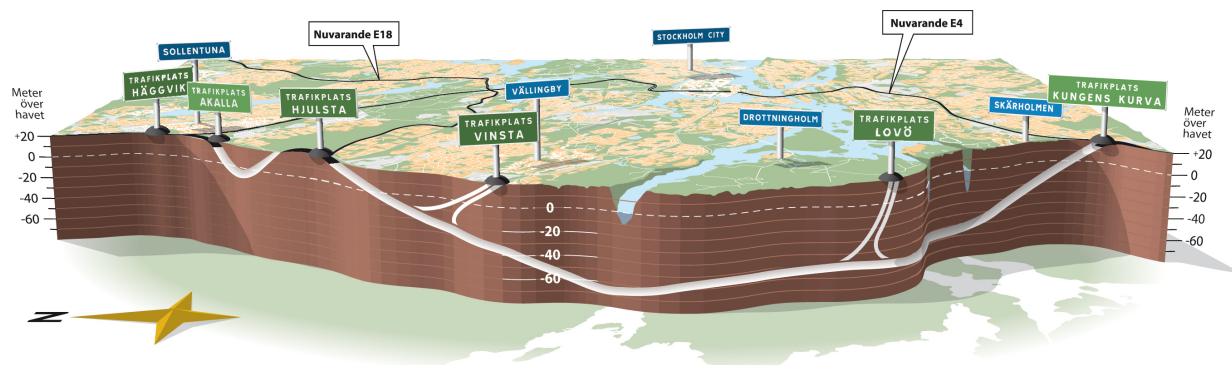
# 3 Projekt Förbifart Stockholm

## 3.1 Allmänt

Projekt Förbifart Stockholm är ett av Sveriges största infrastrukturprojekt någonsin. Projektet är en del av Stockholmsöverenskommelsen som är en regional trafiksatsning på cirka 100 miljarder kronor, varav Förbifart Stockholm beräknas kosta 27 miljarder kronor i 2009 års prisnivå (Trafikverket, 2018b).

Projektet tjänar flera syften, bland annat: knyta samman arbets- och bostadsmarknad för hela regionen, binda ihop norra och södra Stockholm utan att öka belastningen på Essingeleden, minska sårbarheten i vägnätet och skapa en förbifart för långdistanstrafik. I nuläget tvingas all trafik på E4:an genom centrala Stockholm på Essingeleden (Trafikverket, 2018a).

Förbifart Stockholm är i huvudsak ett tunnelprojekt, av den totala sträckan på 21 km går 18 km i tunnel. Eftersom Förbifart Stockholm anläggs i tunnel blir påverkan på stads- och landskapskaraktär samt natur- och kulturvärden mycket mindre än om den hade byggts ovan mark (Trafikverket, 2018b). Sträckningen inkluderar sex trafikplatser som ansluter till det befintliga vägnätet, se figur 3.1.



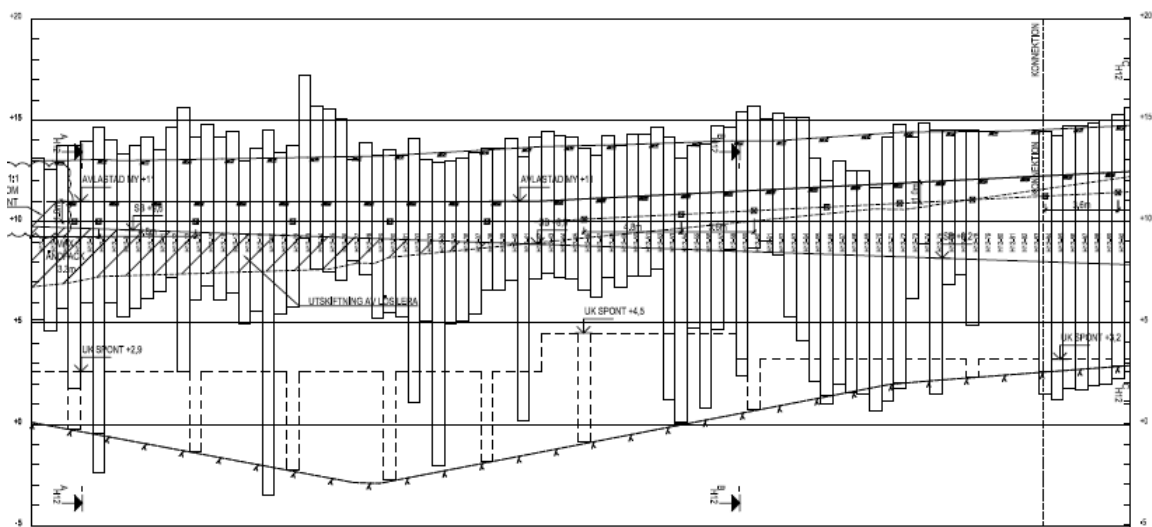
**Figur 3.1:** Tunnelprofil Förbifart Stockholm. Illustration av Tomas Öhrling, från Trafikverket (2015).

## 3.2 Drivbarhetsproblem i trafikplatsentreprenader

Trafikplatserna möjliggör för trafik att ansluta (och lämna) längs förbifartens sträckning. Det innebär att tunneln antingen måste komma upp till marknivå eller att mindre tunnlar för trafiken ned till huvudtunneln. I de fall huvudtunneln kommer upp till marknivå måste detta ske succesivt över en längre sträcka. I projektet kan sägas att den allmänna lösningen för detta är att använda betongtråg närmast marknivå, följt av en

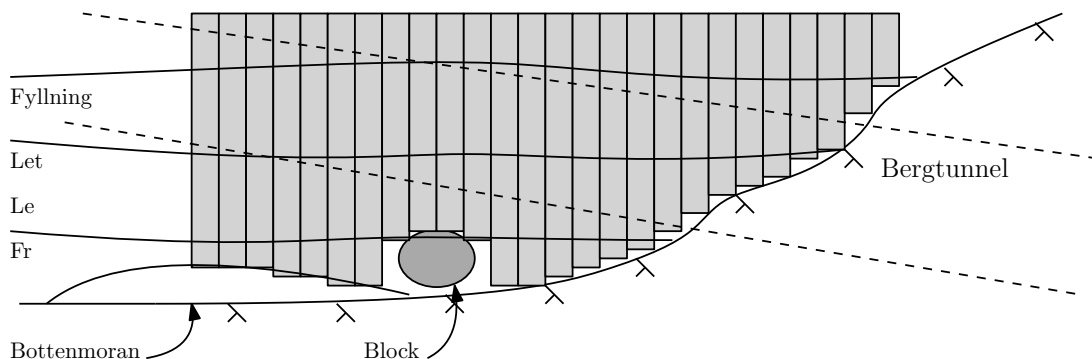
betongtunnel under marknivå där bergtäckningen är otillräcklig och sedan bergtunnel (Viking, 2019).

Anläggandet av tråg och betongtunnel fordrar stora schakter och därför också stora mängder stödkonstruktioner. Den valda lösningen för stödkonstruktioner är nästan uteslutande vibrodriven stålspont med U-profil i de två entreprenader som författaren undersökt. Borrade RD-pålar förekommer dock i mindre utsträckning i en av de två entreprenaderna. Den huvudsakliga lösningen, vibrodriven U-spont, i kombination med de geotekniska förutsättningarna har gett upphov till drivbarhetsproblem. Problemet består i att sponten inte når avsett djup (se figur 3.2) och att kompletterande åtgärder, både bärighets- och täthetsrelaterade, därför måste sättas in.



**Figur 3.2:** Exempel på spontprotokoll från en av trafikplatsentreprenaderna i Förbifart Stockholm, streckad linje visar projekterat drivningsdjup.

De geotekniska förutsättningarna som gett upphov till drivbarhetsproblemen är förekomst av block och fast lagrad friktionsjord (i förekommande fall bottenmorän) (Viking, 2019), se figur 3.3. Vid hård drivning finns en risk att spontfoten skadas och att följdproblem uppstår såsom beskrivs i avsnitt 1.2.



**Figur 3.3:** Profil över en av trafikplatserna med beskrivning av problemställningen.

Ett exempel på en skadad spontfot från en av entreprenaderna i projekt Förbifart Stockholm visas i figur 3.4. Notera speciellt att om denna plankor hade varit försedd

med dubbrör hade det blivit obrukbart på grund av den böjda flänsen. Det hade inte heller varit möjligt att driva ned nästkommande plankan till mer än cirka 0,5 m ovan spontfoten på plankan som visas i figuren. I detta fall har dock entreprenören lyckats dra upp spontplankan och därför kunnat ersätta den eller utelämna plankan ur spontväggen.



**Figur 3.4:** Skadad spontfot från en av entreprenaderna i projekt Förbifart Stockholm, från Trafikverket (u.å.). Foto: P. Björgulfsson.





# 4 Analytisk modell

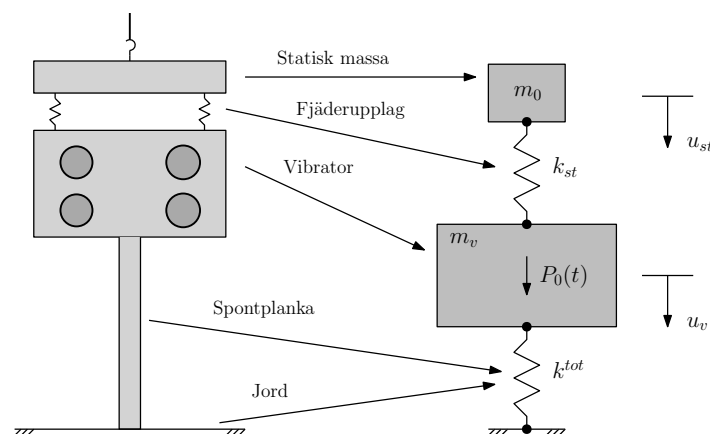
## 4.1 Inledning

En uppskattning av kraften i spontfoten kan erhållas om systemets dynamik modelleras. Förutom det faktum att den kraften vibratoren kan leverera ska fördelas på de komponenter som illustreras i figur 2.18 är det också av vikt att inse att spontplankan inte alltid kommer att belastas med den maximala centrifugalkraften vibratoren kan leverera, utan kontaktkraften mellan spontfot och jorden eller blocket (och därför också sponthuvud och vibrator) beror på bland annat jordens styvhet (Austrell, 2019). I detta avsnitt presenteras en endimensionell beräkningsmodell för att uppskatta denna kontaktkraft.

Modellen är upprättad efter ett antal antaganden, bland annat försummas dämpning och mantelfriktion medan jorden modelleras som elastisk och isotrop utan någon brottmodell, eventuell linkraft (se avsnitt 2.3.4) har också bortsetts ifrån. Modellen utgår från ett tvåfrihetsgradssystem som förenklas till ett enfrihetsgradssystem, det innebär att spontplankans och den statiska massans påverkan på kraftspelet antas vara liten nog att bortse ifrån.

## 4.2 Modell

Om spontplankans massa är liten relativt resten av drivningsutrustningens massa kan systemet friläggas enligt figur 4.1, där  $k_{st}$  är styvheten för fjäderupplaget mellan den statiska massan och vibratorchassit och  $k^{tot}$  är spontplankans fjäderstyvhet och jordens fjäderstyvhet i serie.



**Figur 4.1:** Endimensionell beräkningsmodell av vibratorsystemet.

Den ekvivalenta fjäderstyvheten  $k^{tot}$  för de seriekopplade fjädrarna kan beräknas enligt

$$k^{tot} = \frac{1}{\frac{1}{k_j} + \frac{1}{k_s}} \quad (4.1)$$

där:  $k_j$  = jordens fjäderstyvhet [N/m]  
 $k_s$  = spontplankans fjäderstyvhet [N/m]

Spontplankans fjäderstyvhet  $k_s$  kan enkelt beräknas endimensionellt (stångverkan)

$$k_s = \frac{E_s A_s}{L_s} \quad (4.2)$$

där:  $E_s$  = elasticitetsmodul för stål [Pa]  
 $A_s$  = tvärsnittsarea spontplanka [m<sup>2</sup>]  
 $L_s$  = längd spontplanka [m]

Jordens fjäderstyvhet  $k_j$  kan uttryckas (Lysmer och Richart, 1966)

$$k_j = \frac{4GR}{(1 - \nu)} \quad (4.3)$$

där:  $G$  = skjuvmodul för jorden [Pa]  
 $R$  = radie på tvärsnittet [m]  
 $\nu$  = Poissons tal [-]

Notera att dämpningen försummas i denna modell och därför saknas den komponenten från Lysmers och Richarts jordmodell, se avsnitt 2.2.4. Eftersom spontplankan inte har ett cirkulärt tvärsnitt så antas ekvation 4.3 kunna uttryckas i tvärsnittsarea istället, det vill säga med  $R = \sqrt{A_s/\pi}$  fås

$$k_j = \frac{4G\sqrt{A_s/\pi}}{(1 - \nu)} \quad (4.4)$$

Skjuvmodulen kan, för isotropa material, relateras till elasticitetsmodulen genom

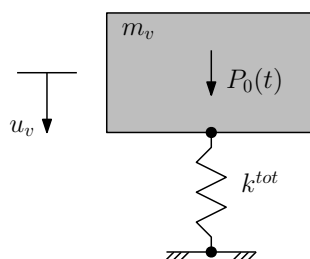
$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (4.5)$$

Den periodiska drivkraften  $P_0(t)$  uttrycks i enlighet med ekvation 2.38 som

$$P_0(t) = M_e \omega^2 \sin \omega t \quad (4.6)$$

där:  $M_e$  = totalt excentriskt moment [kgm]  
 $\omega$  = vinkelfrekvens [rad/s]  
 $t$  = tid [s]

Det frilagda systemet som visas i figur 4.1 har två frihetsgrader. Den övre frihetsgraden  $u_{st}$  ska vara statisk under drivning (i praktiken kvasi-statisk), det vill säga  $u_{st} \approx 0$ . Det kräver att den övre frihetsgraden har en egenfrekvens som är väsentligt lägre än drivningsfrekvensen, sådan att den dynamiska responsfaktorn  $R_d \approx 0$ , se till exempel figur 2.6. Med det antagandet kan systemet förenklas till enfrihetsgradssystemet som visas i figur 4.2, det ska dock nämnas att den okända fjäderkonstanten mellan den statiska massan och vibratorchassit påverkar det verkliga systemet, och att dess påverkan är beroende av drivningsfrekvensen.



**Figur 4.2:** Förenklad beräkningsmodell med en frihetsgrad.

Newtons andra lag på figur 4.2 ger

$$m_v \ddot{u}_v + k^{tot} u_v = P_0(t) \quad (4.7)$$

som med  $P_0(t)$  enligt ekvation 4.6 kan uttryckas

$$m_v \ddot{u}_v + k^{tot} u_v = M_e \omega^2 \sin(\omega t) \quad (4.8)$$

Ekvation 4.8 är en linjär differentialekvation av andra ordningen. Genom att ansätta

$$u_v = u_{v,0} \sin \omega t \quad (4.9)$$

med andra tidsderivatan

$$\ddot{u}_v = -\omega^2 u_{v,0} \sin \omega t \quad (4.10)$$

fås genom insättning i ekvation 4.8

$$-m_v \omega^2 u_{v,0} \sin \omega t + k^{tot} u_{v,0} \sin \omega t = M_e \omega^2 \sin \omega t \quad (4.11)$$

varvid tidsberoendet kan förkortas bort och förskjutningsamplituden  $u_{v,0}$  uttryckas

$$u_{v,0} = \frac{M_e \omega^2}{k^{tot} - m_v \omega^2} \quad (4.12)$$

där:  $M_e$  = totalt excentriskt moment [kgm]

$\omega$  = vinkelfrekvens [rad/s]

$k_0$  = fjäderstyvhet mellan den statiska massan och vibratorchassit [N/m]

$k^{tot}$  = ekvivalent fjäderstyvhet från jord/spontplanka [N/m]

$m_v$  = vibratorchassits och gripklons massa [kg]

Kontaktkraften mellan vibratorn och sponthuvudet blir

$$F_{c,a} = k^{tot} u_{v,0} \quad (4.13)$$

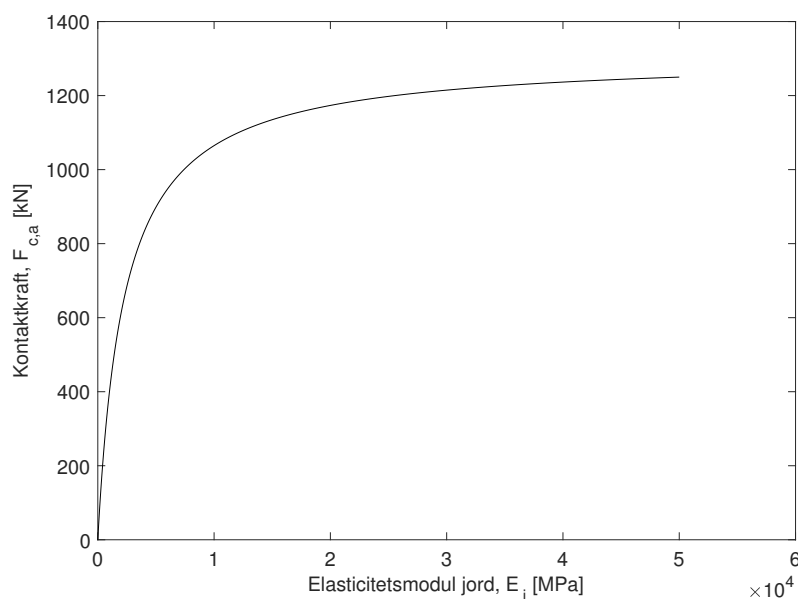
I tabell 4.1 presenteras de materialparametrar som används för att beräkna resultaten. Notera att elasticitetsmodulen för jorden varierar och att tvärkontraktionstalet sätts till 0,3 för morän och 0,2 för granit.

**Tabell 4.1:** Modellparametrar för analytiska beräkningar.

Parameter	Värde	Enhet
Drivningsfrekvens, $f_d$	38	Hz
Excentriskt moment, $M_e$	36	kgm
Vibratormassa, $m_v$	6400	kg
Centrifugalkraft, $F_c$	2088	kN
Elasticitetsmodul spontplanka, $E_s$	210	GPa
Densitet spontplanka, $\rho_s$	7800	kg/m <sup>3</sup>
Poissons tal spontplanka, $\nu_s$	0,33	[-]
Längd spontplanka, $L_s$	10	m
Tvärsnittsarea spontplanka, $A_s$	0,0068	m <sup>2</sup>
Elasticitetsmodul jord, $E_j$	0–50000	MPa
Poissons tal jord, $\nu_j$	0,3–0,4	[-]

### 4.3 Resultat och analys

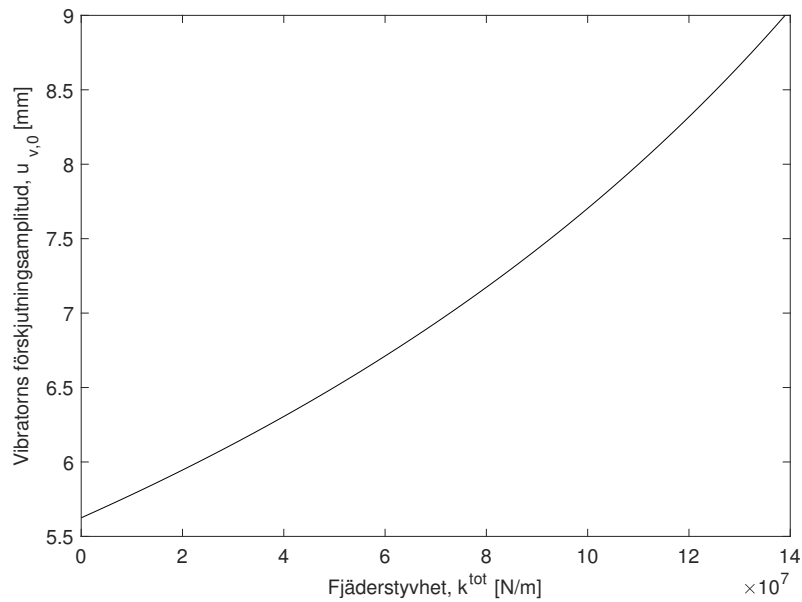
Med de modell- och materialparametrar som redogörs för i tabell 4.1 erhålls resultaten nedan. Figur 4.3 visar kontaktkraften enligt ekvation 4.13 där jordens styvhet varieras mellan 0 och 50 GPa.



**Figur 4.3:** Kontaktkraften som en funktion av jordens elasticitetsmodul.

Det kan ses att kontaktkraften, uttryckt som en funktion av elasticitetsmodulen för jorden, inte kommer i närheten av den specificerade centrifugalkraften från tillverkaren (se tabell 4.1). Det skall dock påpekas att kontaktkraften även beror av spontplankans styvhet, vilket innebär att kontaktkraften kan överstiga den redovisade centrifugalkraften för vissa jord-spont-vibrator-förhållanden.

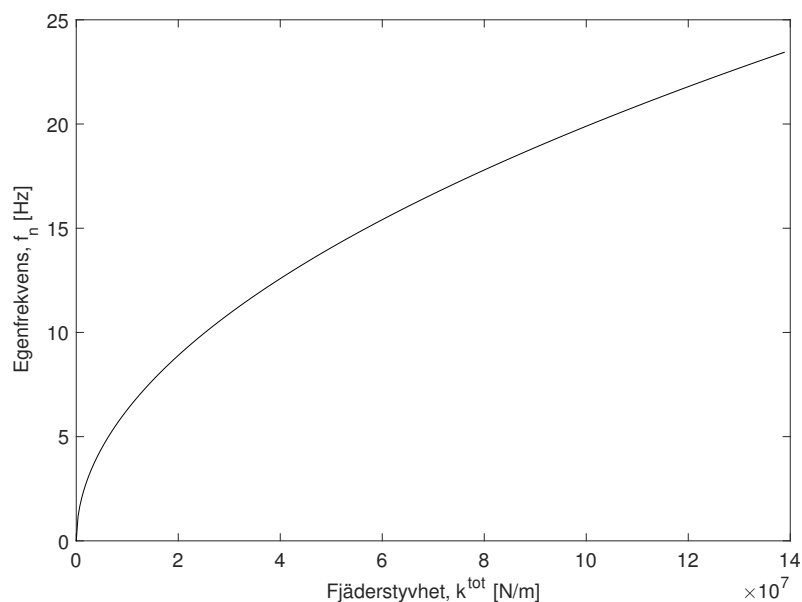
I figur 4.4 redovisas den beräknade förskjutningsamplituden för vibratorsystemet. Jordens styvhet varieras även här mellan 0 och 50 GPa. Förskjutningsamplituden beräknas med ekvation 4.12.



**Figur 4.4:** Vibrators förskjutningsamplitud som en funktion av fjäderstyvheten.

Det kan observeras att förskjutningsamplituden då fjäderstyvheten är noll svarar mot halva den frihängande förskjutningsamplituden som anges i vibrators tekniska datablad (se International Construction Equipment (u.å.)). Det beror, precis som noteras i avsnitt 2.3.4, på att den amplitud som normalt anges i de tekniska databladerna är den *dubbla* förskjutningsamplituden.

Systemets egenfrekvens som en funktion av fjäderstyvheten visas i figur 4.5. Även här varierar jordens fjäderstyvhet mellan 0 och 50 GPa. Egenfrekvensen beräknas enligt  $f_n = \omega_n/2\pi$ .



**Figur 4.5:** Beräkningsmodellens egenfrekvens som en funktion av fjäderstyvheten.

Från figur 4.5 kan ses att egenfrekvensen för systemet ökar med ökande jordstyvhet, vilket korresponderar mot en ökad förskjutningsamplitud som kan observeras i

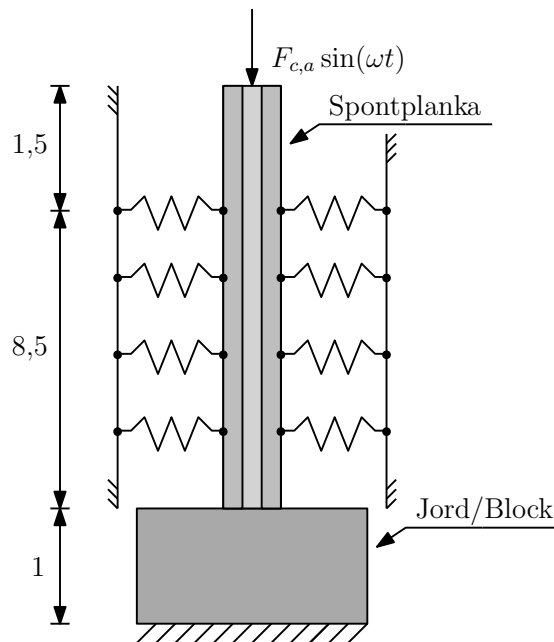
figur 4.4. Det är ett rimligt resultat baserat på teorin som presenteras i avsnitt 2.2.1, det vill säga när drivningsfrekvensen närmar sig egenfrekvensen ökar förskjutningsamplituden. Ytterligare ett intressant resultat som kan avläsas från figur 4.5 rör den relativt välkända resonans som kan uppkomma i vibrator-jord-spontsystemet, se till exempel Massarsch (2000), som har ett "frekvensband" som överensstämmer relativt väl med egenfrekvenserna denna modell predikterar. Den aspekten är dock inte något som utvärderas vidare i detta examensarbete.

Författaren har noterat att en publikation som rör samma problem, det vill säga att hitta kraften som vibratorn levererar, har författats av Whenham och Holeyman (2012). Den publikationen redovisar en mer avancerad modell, de antaganden och förenklingar som görs är dock i linje med de som gjorts i denna modell.

# 5 Numerisk modell

## 5.1 Allmänt

En finita element-modell etableras baserat på erfarenheterna från Förbifart Stockholm, se kapitel 3. Som brottvillkor ansätts buckling i spontfoten, huvudsakligen baserat på de erfarenheter som redogörs för i avsnitt 2.1.3. Även andra fenomen är dock tänkbara, framförallt plasticering och materialbrott. Det är dock författarens uppfattning att buckling i högre grad än plasticering vore mätbart under drivning. Eftersom systemet fundamentalt är dynamiskt så görs transienta dynamiska analyser (av typen *Dynamic Implicit*) med parameterstudier enligt avsnitt 5.6.



**Figur 5.1:** Principskiss för Abaqusmodellen, mått i meter.

Beräkningsmodellen är enbart strukturmekanisk, det vill säga inte kopplad geoteknisk-strukturmekanisk, vissa förenklingar blir därför nödvändiga: bland annat försummas mantelfriktionen (det vill säga  $R_t$  antas vara mycket större än  $R_s$  och  $R_c$ , se ekvation 2.32), det laterala jordtrycket modelleras med fjäderupplag (se figur 5.1 och avsnitt 5.6), blocket eller den hårda friktionsjorden modelleras som en elastisk massa och får därför endast en elasticitetsmodul, densitet och ett tvärkontraktionstal (ingen brott- eller plasticitetsmodell).

## 5.2 Modell av spontplankan

### 5.2.1 Laster och vibrator

#### Vibratorparametrar

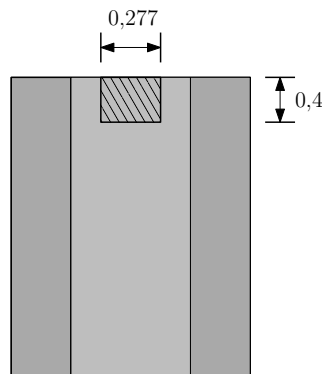
Vibratoren som används är en 36RF-ts från International Construction Equipment (u.å.). Vibratorns parametrar är sammanställda i tabell 5.1.

**Tabell 5.1:** Drivningsparametrar för vald vibrator.

Parameter	Värde	Enhet
Drivningsfrekvens, $f_d$	0–38,3	Hz
Excentriskt moment, $M_e$	0–36	kgm
Centrifugalkraft, $F_c$	0–2088	kN
Max. amplitud inkl. gripklo, $S_{sp}$	11,3	mm
Dyn. massa inkl. gripklo, $m_{dyn}$	6400	kg
Statisk massa, $m_0$	2000	kg

#### Modellering av vibratorlasten

Själva vibratoren modelleras inte i Abaqus. Istället används en last som ska motsvara vibratorlasten. Som noteras i avsnitt 4.1 så fordrar det en strukturdynamisk modell eftersom kraften beror på bland annat jordstyvheten och spontplankans styvhet. Resultaten från avsnitt 4.3 används som indata till denna modell.



**Figur 5.2:** Sponthuvudet med uppskattad gripkloarea, båda värden i meter.

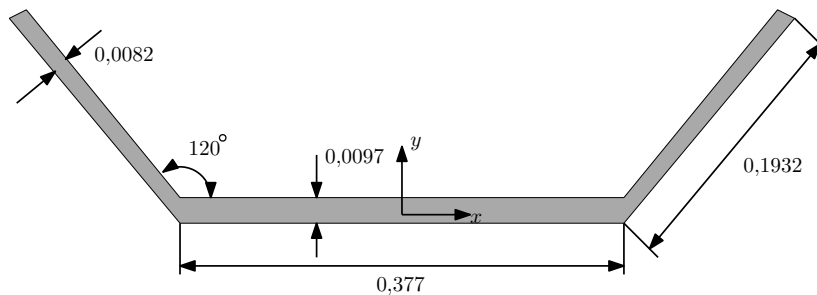
Vibratorlasten modelleras med en periodisk tractionvektor i sponthuvudet. Det betyder att kraften som fås från avsnitt 4.3 divideras med två gånger arean i figur 5.2 (eftersom lasten angriper båda sidor av spontens liv), arean är en uppskattning av en verklig angreppsarea för en gripklo. Tractionvektorns periodiska last är sinusformad med frekvensen 38 Hz och amplituden är den spänning som beräknas när kraften dividerats med två gånger gripkloarean. Dessutom är tyngdaccelerationen aktiverad under



analysen med  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ . Vibratorns statiska massa är dock inte inkluderad – varken som en del av modellen eller motsvarande statisk last. Dess bidrag till kraftspelet skulle dock vara litet eftersom den inte deltar i systemets tröghet och skulle alltså som högst bidra med cirka 20 kN.

## 5.2.2 Material och geometri

Spontplankan som modelleras är en Larssen 603 från Hoesch, se Hoesch Spundwand und Profil (2012) för verklig geometri. Viss förenkling av profilen har gjorts för att underlätta skapandet av en FE-modell, se figur 5.3, framförallt saknas spontlåsen i modellen.



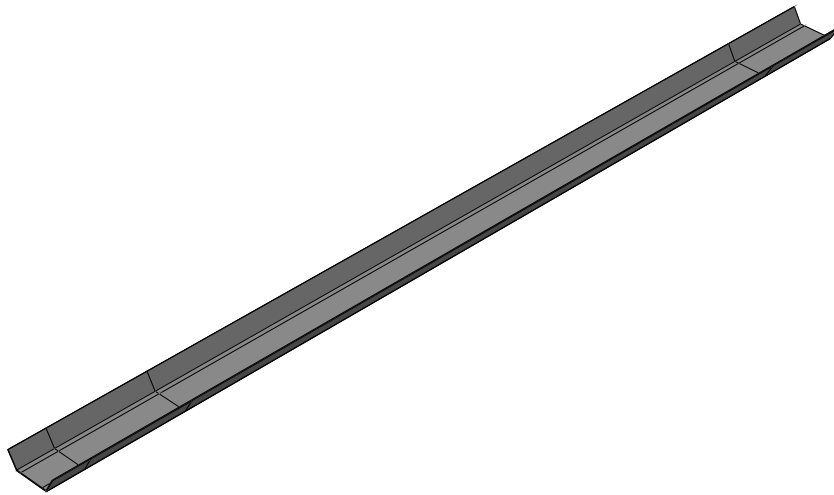
**Figur 5.3:** Tvärsnittsgeometri för spontplankan modellerad i Abaqus, alla värden i meter. Tvärsnittet är symmetriskt kring  $y$ -axeln.

Spontplankans tvärsnittsgeometri, längd och materialparametrar hålls konstant för alla analyser och de sammanfattas i tabell 5.2. Spontplankan är tillverkad av konstruktionsstål och materialmodellen är elastisk-perfekt plastisk med en sträckgräns  $f_{yk} = 355 \text{ MPa}$ . Modellen inkluderar geometrisk icke-linjäritet. Ingen dämpning utöver den som naturligt uppkommer på grund av plasticering används, se vidare *Abaqus Analysis User's Manual* (2010).

**Tabell 5.2:** Modellparametrar för spontplanka.

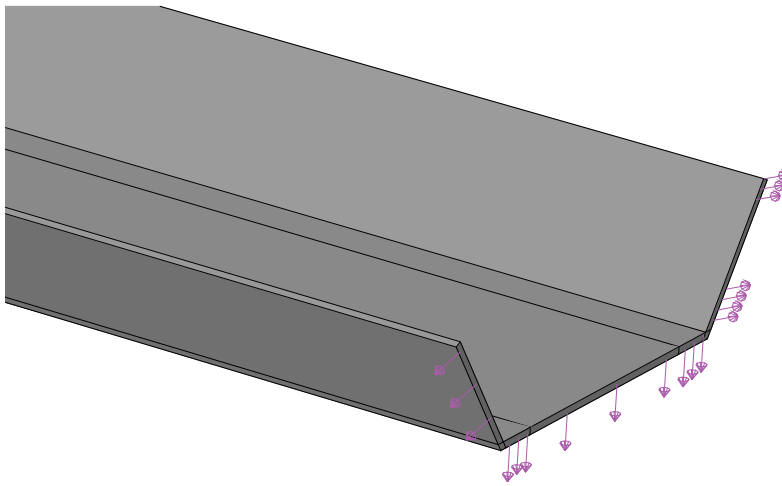
Parameter	Värde	Enhet
Elasticitetsmodul, $E_s$	210	GPa
Poissons tal, $\nu_s$	0,33	[-]
Densitet, $\rho_s$	7800	kg/m <sup>3</sup>
Sträckgräns, $f_{yk}$	355	MPa
Längd, $L_s$	10	m
Tvärsnittsarea, $A_s$	0,0068	m <sup>2</sup>

Den modellerade spontplankan visas i figur 5.4. Notera partitioneringarna som gjorts i sponthuvudet (till vänster i bild) och spontfoten (till höger i bild). Sponthuvudets övre partitionering visar var vibratorns last angriper plankan, den nedre partitioneringen i sponthuvudet är gränsen för fjäderupplaget, se avsnitt 5.2.3. Spontfotens partitionering möjliggör en förfining av elementnätet i simuleringen. På så vis kan beräkningsarbetet, och därmed beräkningstiden, hållas nere.



**Figur 5.4:** Spontplankan modellerad i Abaqus.

Geometrisk imperfektion har lagts till i spontfoten, detta är nödvändigt eftersom kontakten mellan jord och spontfot i övrigt är helt plan. Om ingen imperfektion används blir det endast axiell deformation i spontfoten. Imperfektionen åstadkoms genom att först göra en statisk analys där spontfotens tvärsnitt angrips med laster (tractionvektorer) enligt figur 5.5. Lasten har storleken 5 MPa i flänsarna och 7 MPa i livet.



**Figur 5.5:** Imperfektionslaster i spontfoten. Avståndet mellan pilarna och pilarnas storlek har ingen speciell betydelse.

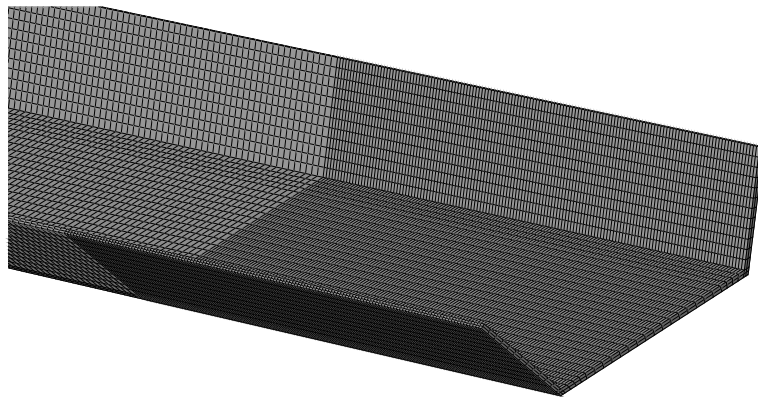
Lasterna ger upphov till deformation, cirka 3,5 mm som mest i både flänsar och liv. Denna deformation läggs sedan in i input-filen till de dynamiska analyserna. Den geometriska imperfektionen representerar skador eller imperfektion som kan uppkomma vid transport eller tillverkning.

### 5.2.3 Upplagsvillkor

Spontplankan har inga föreskrivna frihetsgrader förutom det laterala fjäderupplaget. Upplaget börjar 1,5 meter ned från sponthuvudet, se figur 5.1 för principiell skiss och figur 5.4 för partitioneringen som möjliggör gränsen. Fjäderupplaget angriper alla sidor på spontplankan. Metoden som används i Abaqus kallas *Elastic Foundation* och använder en bäddmodul som indata, se vidare *Abaqus Analysis User's Manual* (2010). Bäddmodulen varieras i en av parameterstudierna i detta examensarbete, se vidare avsnitt 5.6. Bäddmodulen antas inte variera med djupet.

### 5.2.4 Elementnät

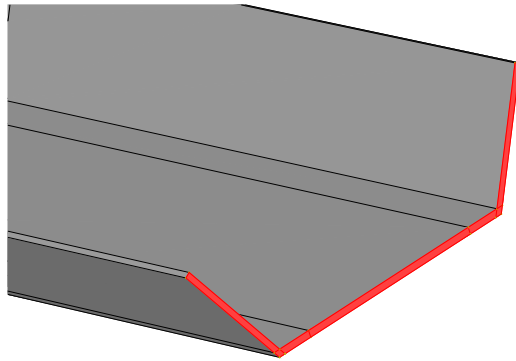
Spontplankans elementnät visas i figur 5.6 efter konvergenstudie på elementnätet. Det totala antalet element uppgår till 80080. Elementen som används kallas C3D8R i Abaqus och de är rätblock med åtta noder, reducerad integration (en integrationspunkt) och linjära formfunktioner. Som tidigare nämnts så har elementnätet i spontfoten förfinats relativt resten av spontplankan, förfiningen sträcker sig 1 m upp från spontfotens underkant och antalet element i området har dubblats i vertikalled. Spontplankan har två element i tvärsnittets tjockleksriktning för att kunna fånga upp böjmoment.



**Figur 5.6:** Spontplankan med elementnät efter konvergenstudie på elementstorlek. Förfiningszonen i spontfoten kan ses.

### 5.2.5 Utdata

Två parametrar är av särskilt intresse att studera från beräkningarna – kontaktkraften i spontfotens underkant samt accelerationens storlek och utveckling längs hela spontplankan. I Abaqus åstadkoms detta genom att begära så kallade *History Output Requests*. Utdata i modellen har i förekommande fall begärts på så kallade *Set*, dessa etableras på geometrin, noder eller element. Kontaktkraften, som delats upp i liv och två flänsar, har begärts på tre set etablerade på spontfotens underkant, se figur 5.7 för total kontaktyta. Accelerationerna mäts på ett set bestående av tolv noder längs spontplankans liv med en nod per meter, förutom i spontfotens förfiningszon där en ytterligare nod lagts in en halvmeter ovan underkanten.

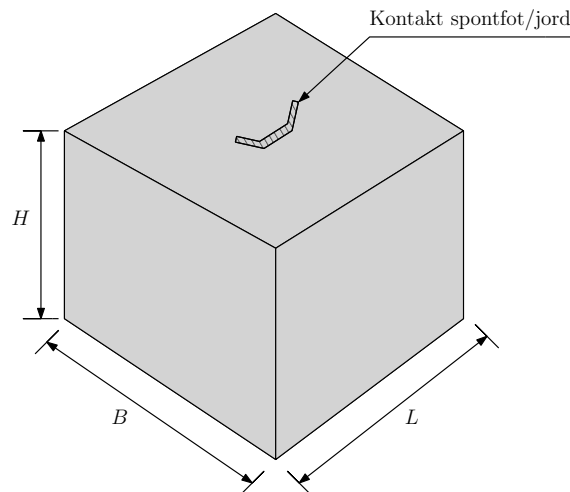


**Figur 5.7:** Vald geometri för kontaktkraft i spontfotens underkant.

## 5.3 Jordmodell

### 5.3.1 Material, geometri och upplagsvillkor

Som nämns i avsnitt 5.1 så är jordmodellen enbart en elastisk massa. Den har därför enbart tre materialegenskaper: elasticitetsmodul, tvärkontraktionstal och densitet (densiteten är nödvändig för massmatrisen i en dynamisk analys). Elasticitetsmodulen ingår som en variabel i parameterstudierna som redogörs för i avsnitt 5.6. Jordmodellens geometri är konstant och har längden  $L = 2$  m, bredden  $B = 2$  m och höjden  $H = 1$  m, se figur 5.8. Måtten har etablerats genom flera analyser och syftar till att minimera beräkningsarbetet och samtidigt undvika att dess begränsade volym påverkar beräkningsresultatet. Jordmodellen är fast inspänd i sin bottenyta, det vill säga samtliga sex frihetsgrader är föreskrivna till noll.

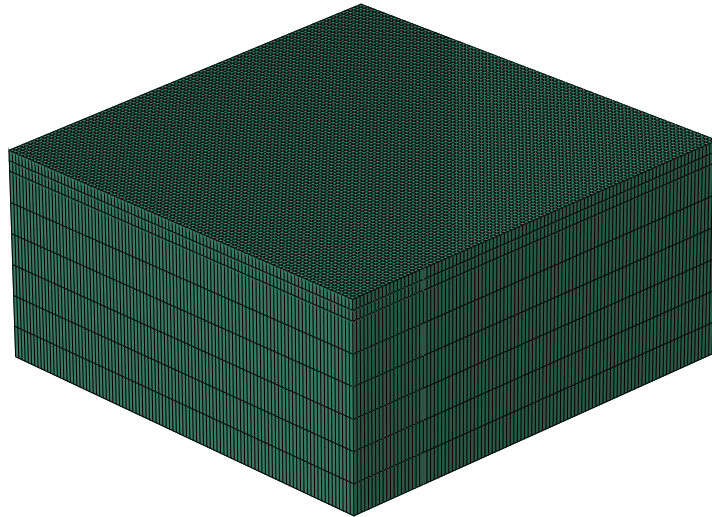


**Figur 5.8:** Geometri för jordmodellen implementerad i Abaqus.

### 5.3.2 Elementnät

Jordmodellens elementnät visas i figur 5.9 efter den spatiala konvergenstudien. Det totala antalet element är 80000. Elementen som används kallas C3D8 i Abaqus och

de är rätblock med åtta noder, sex integrationspunkter och linjära formfunktioner. En förfiningszon för elementnätet sträcker sig 0,1 m in från kontaktytan. *Infinite boundaries* eller liknande lösning för att undvika att spänningsvågor studsar i modellen och stör resultaten används inte.



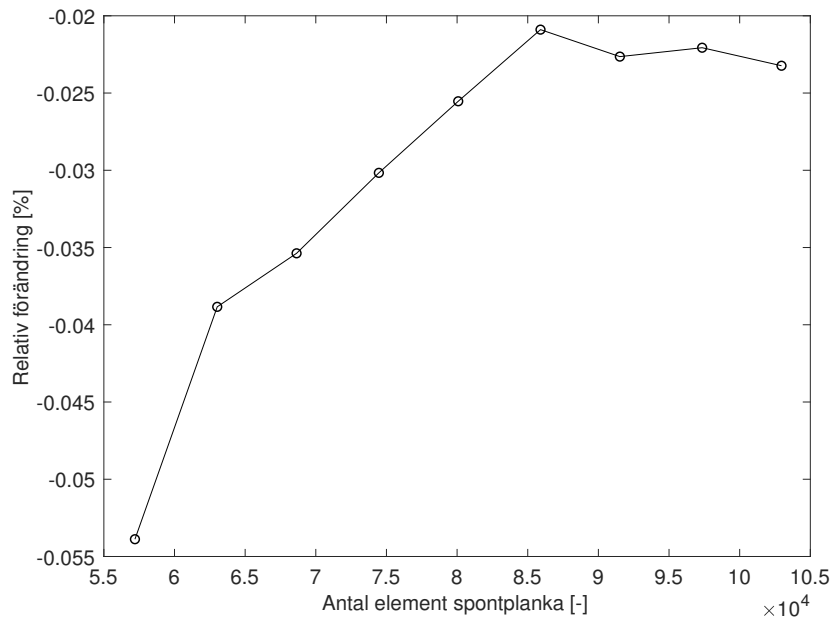
**Figur 5.9:** Jordmodellen med elementnät efter konvergensstudie på elementstorlek.

## 5.4 Kontaktvillkor

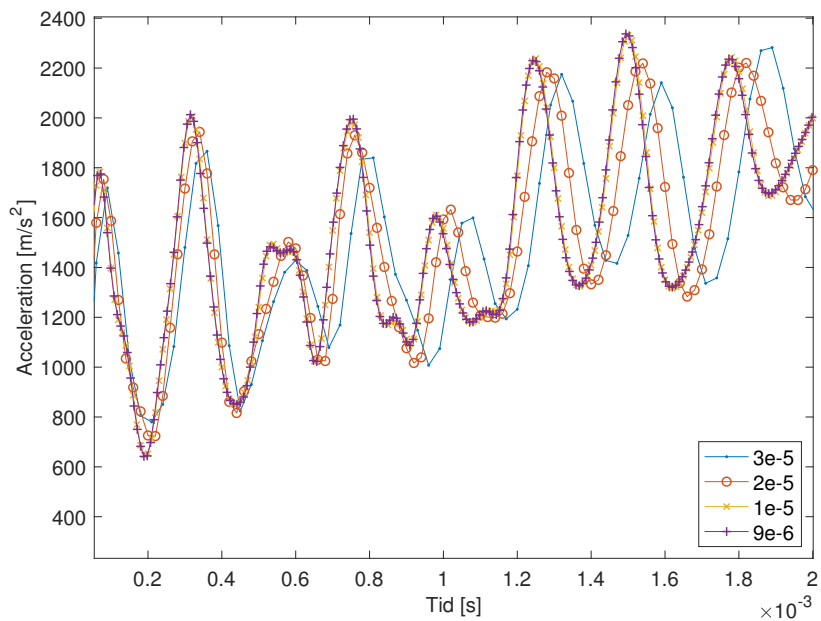
Kontaktmodellen är Abaqus inbyggda kontaktalgoritm *surface-to-surface contact*. Det innebär att spontfotens underkant och jordmodellens övre yta definieras i ett master-slave-förhållande där jorden är master och spontfoten slave. Valet av masteryta och slaveyta baseras på två faktorer, nämligen spontfotens något finare elementnät och jordmodellens större utsträckning i sidled. *Finite sliding*-formuleringen används för att tillåta begränsad glidning mellan spontfoten och jorden, se vidare *Abaqus Analysis User's Manual* (2010). Endast normalkontakttegenskaper definieras, i förekommande fall används *Hard Contact* vilket innebär att slavnodernas penetration in i masterytan minimeras och att inga dragspänningar tillåts uppkomma mellan noderna. Noderna tillåts inte heller separera efter kontakt. Vid analysens början tangerar spontfoten jordmodellen, med andra ord används inte något avstånd motsvarande vibratorns förskjutningsamplitud.

## 5.5 Konvergensstudier

Konvergensstudier görs, både för tidssteg och elementstorlek. Analyserna utförs med en lateral bäddmodul  $k_h = 20 \text{ MN/m}^3$ , elasticitetsmodul  $E_j = 50000 \text{ MPa}$  och tvärkontraktionstal  $\nu = 0,2$ . Det vill säga, en spontplanka som träffar ett granitblock med manteln i en lerjord. Accelerationsdata används för tidskonvergens och kontaktkraft i spontfotens underkant används för elementstorlekskonvergens.



**Figur 5.10:** Konvergensstudie för elementstorlek. På y-axeln beräknas den procentuella förändringen från föregående analys med färre element.



**Figur 5.11:** Konvergensstudie för tidssteg. Acceleration från en nod i mitten av spontplankans liv, 0,5 m ovan spontfoten.

För parameterstudierna används 80080 element på spontplankan, vilket innebär en avvikelse på cirka 0,09% relativt den sista analysen med 102960 element, se figur 5.10. Tidssteget sätts till  $1 \cdot 10^{-5}$  s, se figur 5.11.

## 5.6 Parameterstudier

### 5.6.1 Jordens elasticitetsmodul

Den första av parameterstudierna rör jordens elasticitetsmodul. Två scenarior studeras: spontplankan stöter emot en morän med hög elasticitetsmodul eller spontplankan stöter emot ett block av granit. De ansatta värdena på elasticitetsmodulen och Poissons tal för morän hämtas från Bowles (1988), de sammanfattas i tabell 5.3. Notera att, förutom elasticitetsmodulen, skiljer sig även tvärkontraktionstalet och densiteten mellan analyserna för morän och granit. I denna parameterstudie används bäddmodulen  $k_h = 20 \text{ MN/m}^3$ .

**Tabell 5.3:** Parameterstudie på elasticitetsmodulen för jorden/blocket.

Parameterstudie	Elasticitetsmodul, $E_j$ [MPa]	Poissons tal, $\nu_j$ [-]	Densitet, $\rho_j$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Typ
1	50000	0,2	2650	Granit
2	1200	0,3	2300	Morän
3	900	0,3	2300	Morän
4	600	0,3	2300	Morän
5	300	0,3	2300	Morän
6	100	0,3	2300	Morän

### 5.6.2 Fjäderkonstant för det laterala upplaget

Den andra parameterstudien rör fjäderkonstanten för Winklerupplaget som stabiliserar spontplankan lateralt. Syftet är att avgöra huruvida buckling sker före knäckning och, om möjligt, avgöra var gränsen mellan vilken av de båda instabilitetsfenomenen som sker först går. Dessutom studeras den laterala förskjutningens eventuella påverkan på kontaktkraften i spontfoten.

I Förbifart Stockholm befinner sig merparten av manteln i en lerjord, följaktligen ansätts fjäderstyvheter typiska för lera. Referensvärden för den laterala bäddmodulen finns i Bowles (1988) och valda värden för parameterstudien sammanfattas i tabell 5.4. I denna parameterstudie används materialegenskaperna för granit, se tabell 5.3.

**Tabell 5.4:** Parameterstudie på den laterala bäddmodulen.

Parameterstudie	Lateral bäddmodul, $k_h$ [MN/m <sup>3</sup> ]
1	5
2	10
3	20
4	30
5	40

## 5.7 Resultat och analys

### 5.7.1 Parameterstudie Elasticitetsmodul

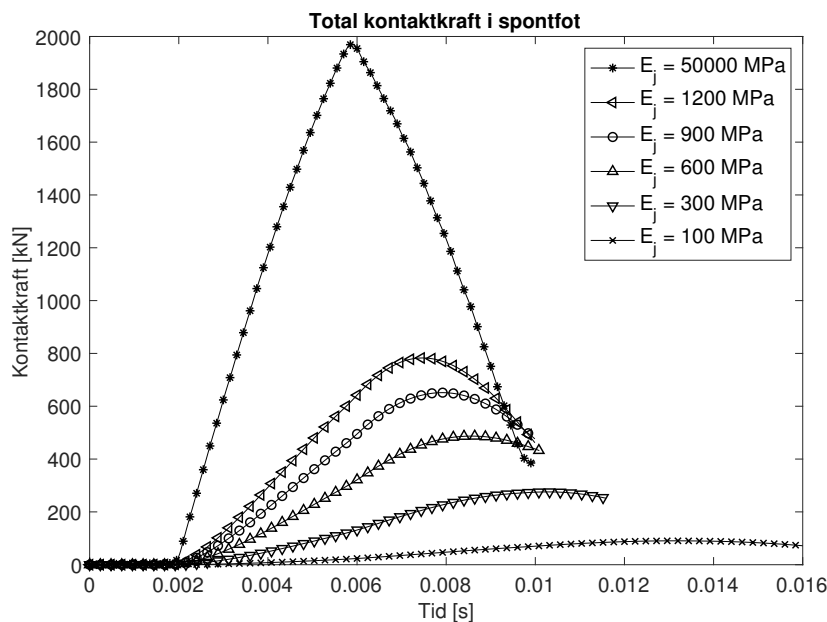
I detta avsnitt presenteras och analyseras resultat från parameterstudien på jordens elasticitetsmodul.

#### Kontaktkraft mellan spontfot och jordyta

Figur 5.12 visar den totala kontaktkraften i spontfoten för samtliga analyser i parameterstudien på jordens elasticitetsmodul. Horisontell axel visar analysstiden. Tabell 5.5 visar hur krafterna (pålagd och beräknad) förhåller sig till varandra för samtliga analyser, den dynamiska lastförstoringen är beräknad som maximal beräknad kontaktkraft dividerad med pålagd kraft (spontplankans egentyngd är ej inkluderad i den senare).

Figurerna 5.13a–5.13f visar hur kontaktkraften fördelas över tvärsnittets delar samt summan av dessa, notera att kontaktkraften i fläns 1 och fläns 2 är precis densamma under hela förloppet och därför ser figurerna endast ut att ha tre grafer. Analysstiden varierar för de olika analyserna och skälet till detta är att analyserna medvetet och manuellt avbrutits när kontaktkraften börjat sjunka i syfte att minimera tidsåtgången för varje analys.

I figurerna 5.13a–5.13f kan också ses att kontaktkraften ökar först efter cirka 0,002 s, det beror på att spänningsvågen som utgår från lasten i sponthuvudet måste färdas genom spontplankan (det vill säga 10 m) innan den når spontfoten. Den longitudinella våghastigheten för ett linjärelastiskt material kan beräknas med  $v_l = \sqrt{E/\rho}$  vilket blir cirka 5200 m/s för stål. Den hastigheten överensstämmer relativt väl med den beräknade tiden.

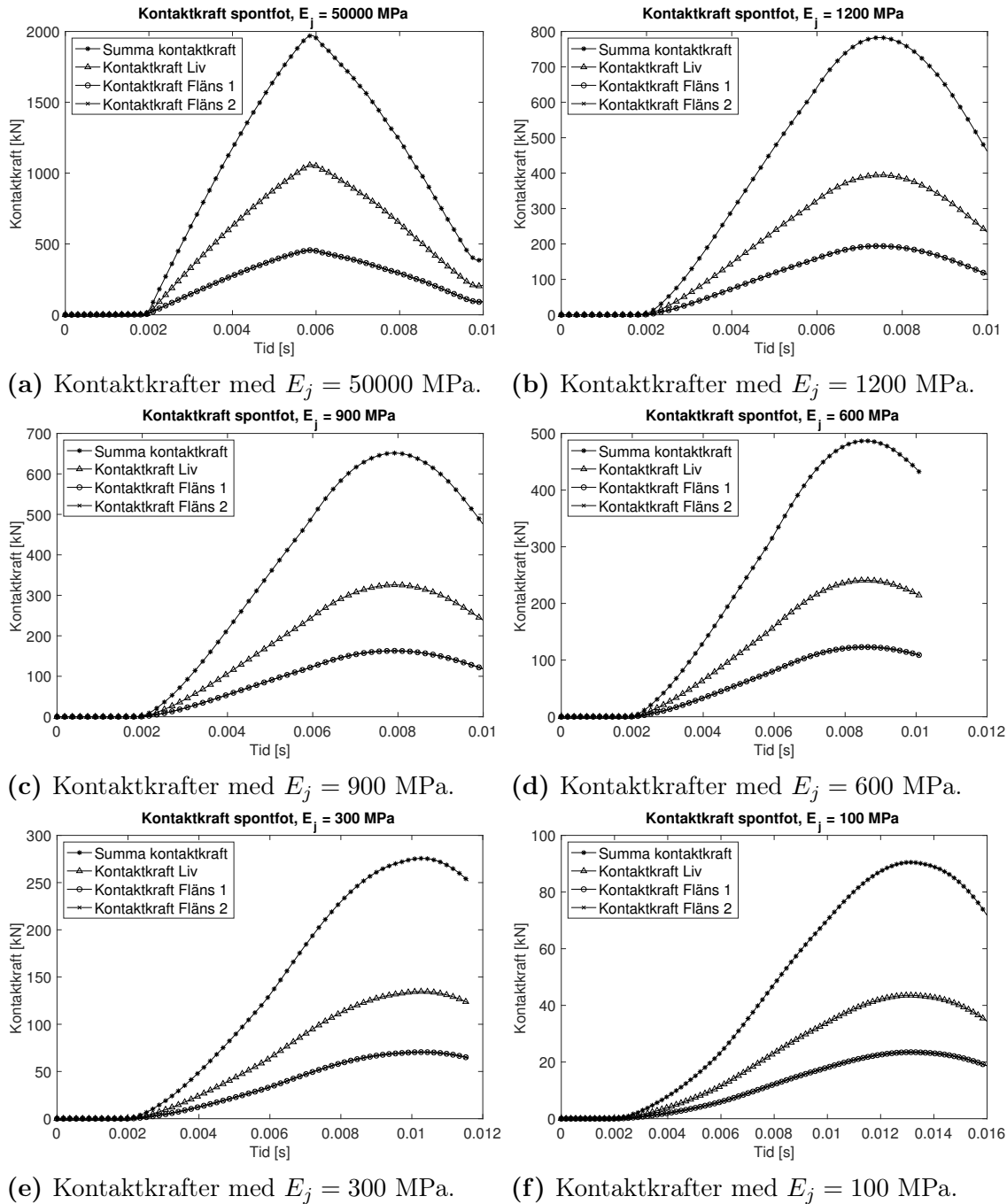


Figur 5.12: Total kontaktkraft för samtliga analyser.



**Tabell 5.5:** Elasticitetsmodul jord, pålagd kraft i sponthuvudet, beräknad maximal kontaktkraft i spontfot och dynamisk lastförstoring.

Elasticitetsmodul [MPa]	Pålagd kraft [kN]	Beräknad kontaktkraft [kN]	Dynamisk lastförstoring [-]
50000	1250	1972	1,58
1200	452	783	1,73
900	371	651	1,75
600	273	487	1,78
300	152	276	1,82
100	55	90	1,64



**Figur 5.13:** Kontaktkrafter i spontfoten fördelat på flänsar och liv samt total kontaktkraft.

Kontaktkraften som uppstår mellan spontfoten och jordytan ökar, precis som förväntat, med högre elasticitetsmodul för jorden/blocket. Storleken på kontaktkraften ökar dessutom på grund av tröghetskrafter som uppstår i stötförloppet mellan spontfoten och jordytan, det vill säga kontaktkraften blir större än den pålagda kraften på grund av dynamisk lastförstoring.

Lastförstoringen varierar med elasticitetsmodulen på jorden. Anmärkningsvärt nog är den större för lägre elasticitetsmoduler ned till 300 MPa vartefter den minskar igen, dock sjunker den endast för ett värde då  $E_j = 100$  MPa varför slutsatsen är något osäker. Eftersom det är fråga om ett stötförlopp förväntas en större jordstyvhet och större pålagd last ge upphov till en större acceleration och därför en större kontaktkraft men uppenbarligen är problemet mer komplext än så. Det skall dock nämnas att den pålagda kraften i tabell 5.5 inte inkluderar spontplankans tyngd (se avsnitt 4.1), medan den är med i den beräknade kontaktkraften – både i form av tyngdacceleration och acceleration på grund av den pålagda kraften. Effekten av detta blir en i relativ bemärkelse större dynamisk lastförstoringsfaktor för lägre elasticitetsmoduler.

I samtliga analyser kan ses att kontaktkraften når en topp vartefter den minskar. Vid vilken tidpunkt kontaktkraften når sin topp varierar med styvheten på jorden. Den tidigaste toppen fås i granitanalysen och den senaste i morän med  $E_j = 100$  MPa. Det beror på att en högre styvhet i jorden ger en kortare impuls (Austrell, 2019).

Symmetrin i modellen är uppenbar i figurerna 5.13a–5.13f eftersom de båda flänskrafterna är precis desamma under hela förloppet och samtliga analyser. Det innebär att ett symmetrivillkor möjligen kan användas i mitten av spontplankans liv. Kontaktkraftens fördelning över tvärsnittsdelarna är under hela analys tiden och för samtliga analyser symmetrisk, det vill säga proportionell mot tvärsnittsarean. Fördelningen kan dock vara beroende av kontaktvillkoren som använts (eftersom noderna inte tillåts separera efter kontakt) men på grund av de relativt små deformationerna (se figurerna 5.17–5.22) verkar den trolig.

## Accelerationer

Figurerna 5.14 och 5.15 visar vertikal acceleration och Fouriertransformen på accelerationen för samtliga analyser i parameterstudien på jordens elasticitetsmodul. Horisontell axel på accelerationsdiagrammen visar analys tiden. Accelerationsdatan kommer från en nod i mitten av livet 0,5 m ovan spontfotens tvärsnitt, noden har valts av tre skäl: till att börja med för att möjliggöra jämförelse med uppmätt data från Guillemet (2013), därtill eftersom det inte är praktiskt att installera en accelerometer i spontfotens underkant vid verkliga mätningar (den skulle troligen gå sönder) och slutligen på grund av att noden precis i spontfoten ger så höga värden att den anses opålitlig.

Fouriertransformen möjliggör ett byte mellan frekvens- och tidsdomänen. På så vis kan frekvensinnehållet i en transient analys (det vill säga tidsdomänanalys) erhållas. För den bakomliggande teorin hänvisas läsaren till exempelvis Sollervall och Styf (2006).

I figur 5.16 visas den vertikala accelerationen uppmätt i spontplankans båda ändar för samtliga analyser. Dessa två noder har valts ut eftersom noden i spontfoten visar

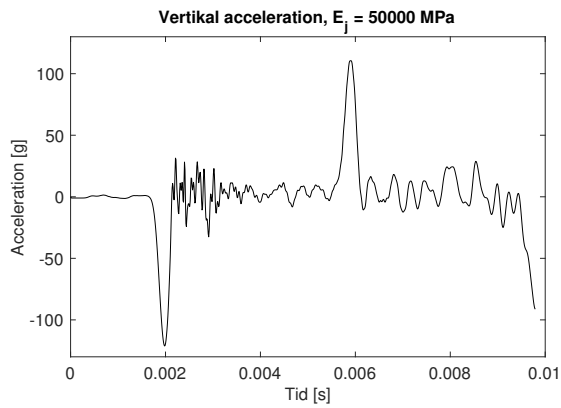
vad som sker *nära* stötförloppet och noden i sponthuvudet kan användas för att mäta accelerationen under drivning utan att accelerometern måste lämnas i jorden, det vill säga den kan återanvändas.

Den vertikala accelerationens utveckling längs spontplankan visas inte men den består, med undantag för noderna längst ner i spontfoten och längst upp i sponthuvudet, framförallt i en tidsförskjutning. Dess storlek är ungefär densamma längs hela plankan. Noderna i sponthuvudet och spontfoten avviker endast genom en större storlek på accelerationen.

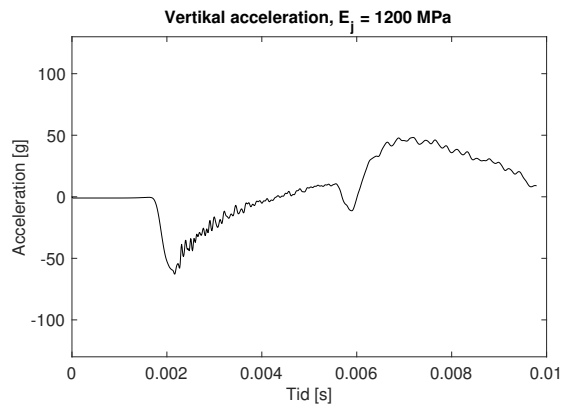
Accelerationsamplituden ökar med högre elasticitetsmodul. Amplituderna som kan observeras i figur 5.14 är i linje med de som uppmätts av Guillemet (2013). Hennes accelerationer är dock uppmätta över flera drivningscykler, medan i detta examensarbete består drivningen av mellan en fjärdedel och en halv drivningscykel. Amplituden för granitanalysen är av ungefär samma storlek som hon uppskattade för en skadad spontplanka (se figur 2.3) driven i liknande geologi som erfarits i Förbifart Stockholm.

I samtliga moränanalyser har den vertikala accelerationen liknande utseende, skillnaden består framförallt i amplituden – både accelerationsamplituden och amplituden för de ingående frekvenserna som kan ses i Fouriertransformen för samtliga analyser (se figur 5.15). Granitanalysen har ett helt annat utseende på den vertikala accelerationen, dess frekvensinnehåll är dessutom bredare och har liknande amplitud på de första sex-sju frekvenserna i frekvensdomänen. Detta faktum förklarar sannolikt den, huvudsakligen akustiska, upplevelsen att någonting inte står rätt till under drivningen som bland annat Viking (2019) vittnar om.

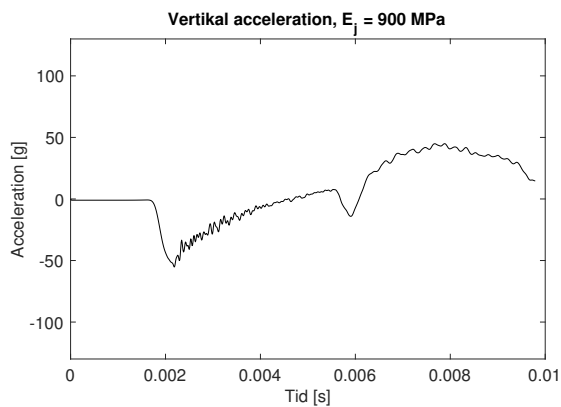
I figur 5.16 kan den vertikala accelerationen ses för en nod i sponthuvudet och en nod i spontfoten. De plötsliga sprången i diagrammen svarar mot spänningsvågen som oscillerar i spontplankan. I figur 5.16a kan ses att tiden mellan sprången är cirka 0,004 s vilket svarar mot att spänningsvågen måste färdas 20 m, det vill säga två gånger spontplankans längd. Med andra ord är den stora responsen i figur 5.16a spänningsvågen som återvänder från spontfoten. Denna typ av data, framförallt språngens storlek, kan potentiellt användas för att definiera ett stoppkriterium, både i form av preliminär analys och mätning i real-tid, under förutsättning att accelerationen kan relateras till risken för skador.



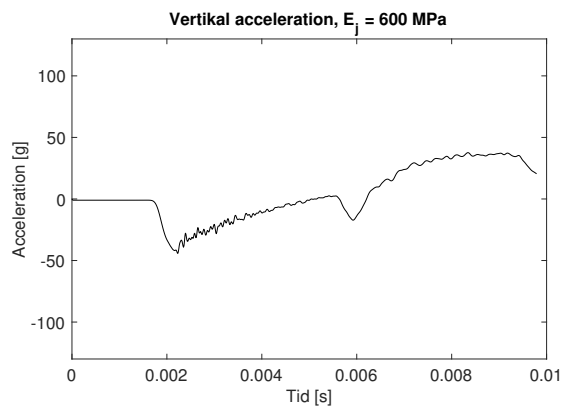
(a) Vertikal acceleration för  $E_j = 50000$  MPa.



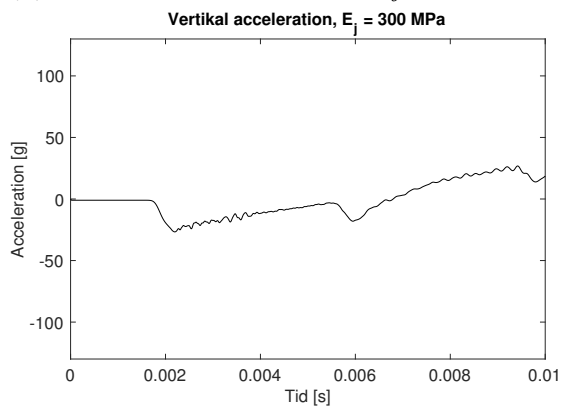
(b) Vertikal acceleration för  $E_j = 1200$  MPa.



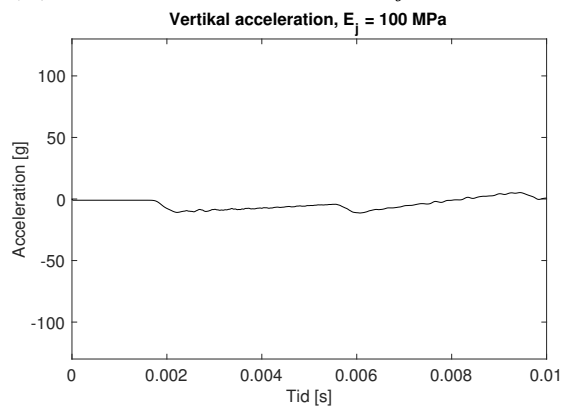
(c) Vertikal acceleration för  $E_j = 900$  MPa.



(d) Vertikal acceleration för  $E_j = 600$  MPa.

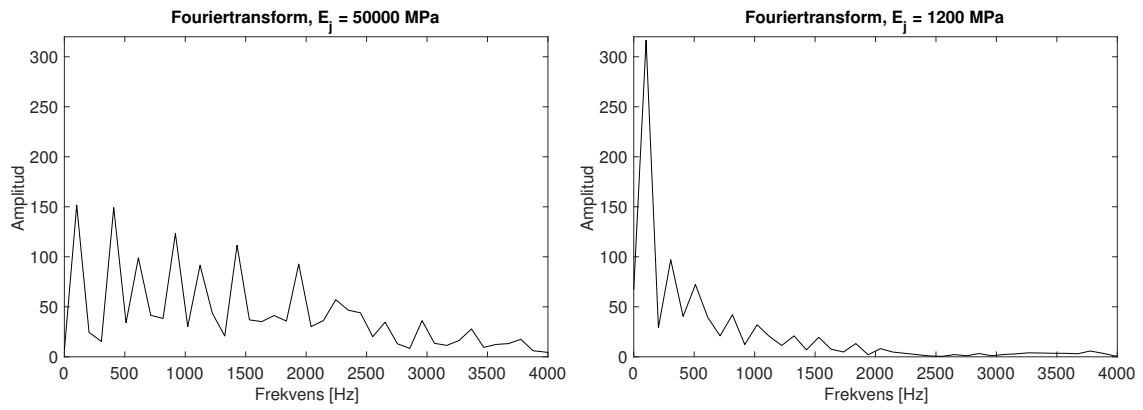


(e) Vertikal acceleration för  $E_j = 300$  MPa.

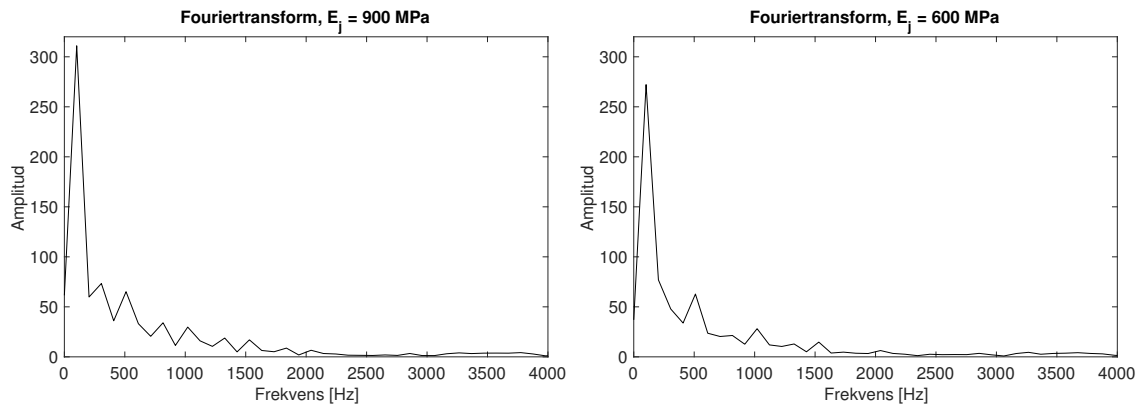


(f) Vertikal acceleration för  $E_j = 100$  MPa.

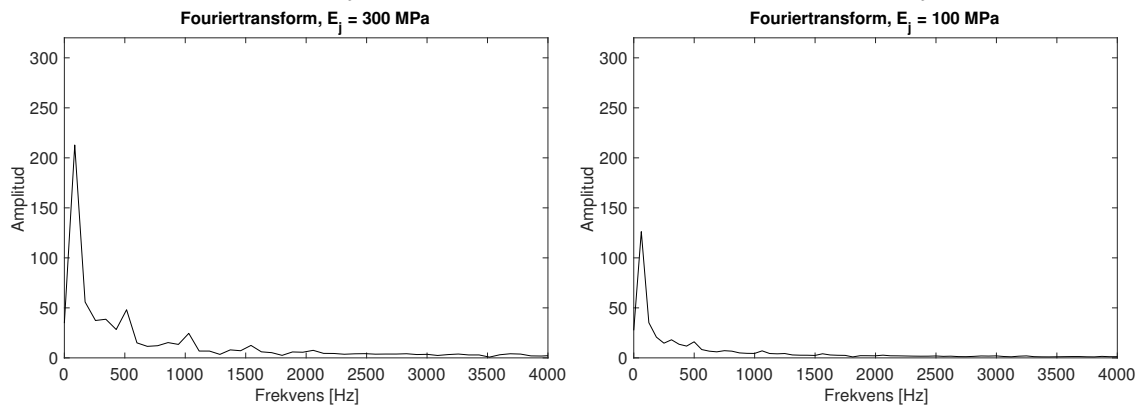
**Figur 5.14:** Vertikal acceleration från en nod 0,5 m ovan spontfotens tvärsnitt, samtliga analyser från parameterstudien på jordens elasticitetsmodul.



(a) Fouriertransform för  $E_j = 50000$  MPa. (b) Fouriertransform för  $E_j = 1200$  MPa.

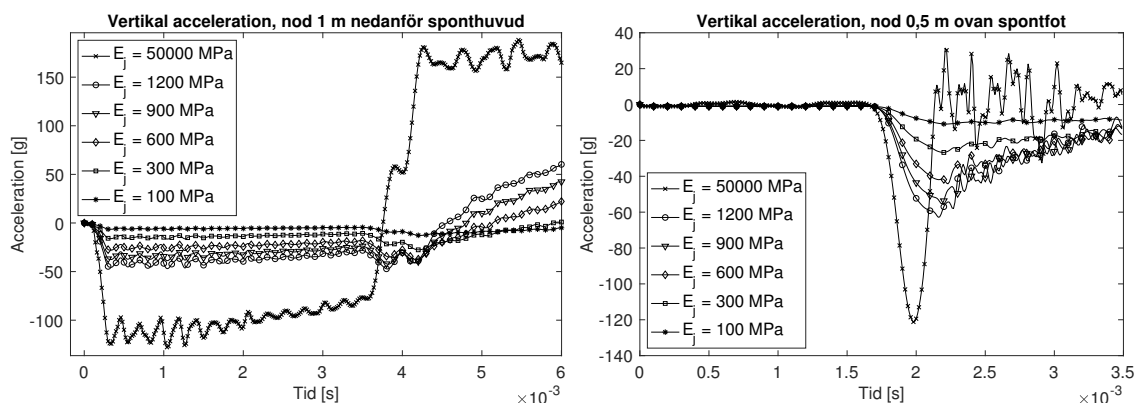


(c) Fouriertransform för  $E_j = 900$  MPa. (d) Fouriertransform för  $E_j = 600$  MPa.



(e) Fouriertransform för  $E_j = 300$  MPa. (f) Fouriertransform för  $E_j = 100$  MPa.

**Figur 5.15:** Fouriertransform på den vertikala accelerationen för samtliga analyser från parameterstudien på jordens elasticitetsmodul.



(a) Vertikal acceleration 1 m nedanför sponthuvudet.

(b) Vertikal acceleration 0,5 m ovan spontfotens underkant.

**Figur 5.16:** Vertikal acceleration i spontfot och sponthuvud.

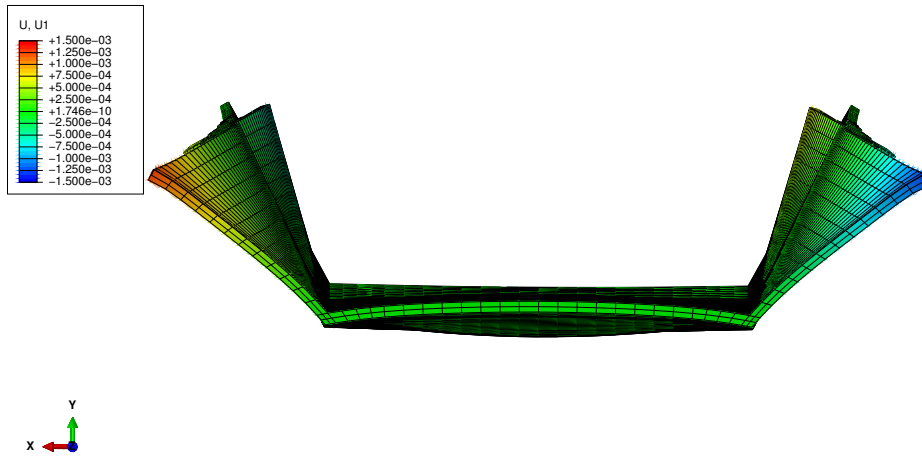
Eigenfrekvensen för spontplankan kan, om den betraktas som en stång, beräknas enligt

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E_s A_s}{L_s m_s}} \approx 82 \text{ Hz}$$

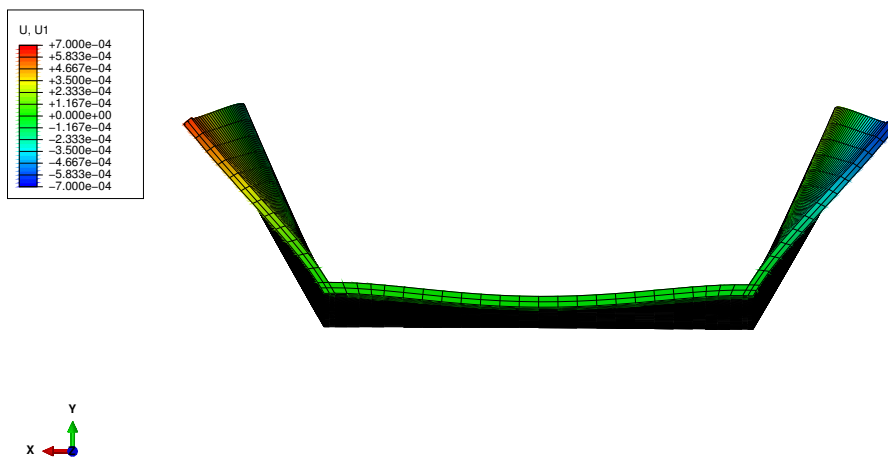
Den första frekvensen i samtliga analyser är å andra sidan 102 Hz. En viss avvikelse är att förvänta eftersom spontplankan i FE-modellen inte är ett stängelement och dessutom belastas spontplankan lateralt av en bäddmodul som förstyrkar modellen. Under förutsättning att den första frekvensen i diagrammen svarar mot spontplankans första egenfrekvens kan det dock konstateras att jordens styvhet inte har någon större påverkan på spontplankans frekvensinnehåll. Undantaget hur *många* av egenfrekvenserna som deltar är påverkan huvudsakligen på dess amplitud. Eftersom samtliga accelerationsdiagram har exporterats för en bäddmodul (från parameterstudien på elasticitetsmodulen) kan inte bäddmodulens inverkan på egenfrekvensen omedelbart bestämmas.

## Förskjutningar och töjning

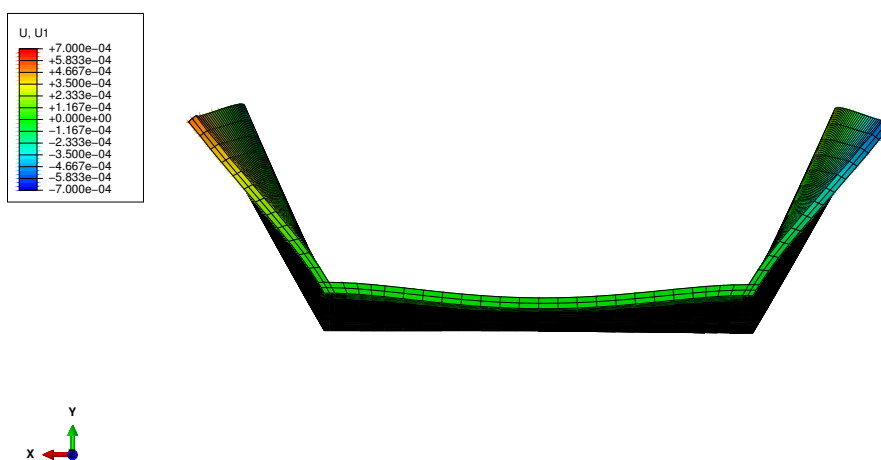
I figurerna 5.17–5.22 visas spontfotens deformation i transversell led ( $x$ -led) för samtliga analyser, bilderna är tagna vid tidpunkten för maximal kontaktkraft (se figur 5.12). Notera att förklaringsrutan av praktiska skäl har olika skala för granit- och morän-analyserna. I samtliga figurer har deformationsskalan förstörats 50 gånger. I figur 5.23 visas den plastiska töjningen som uppkommer i analysen med  $E_j = 50000$  MPa, ingen av de andra analyserna ger upphov till plastisk töjning.



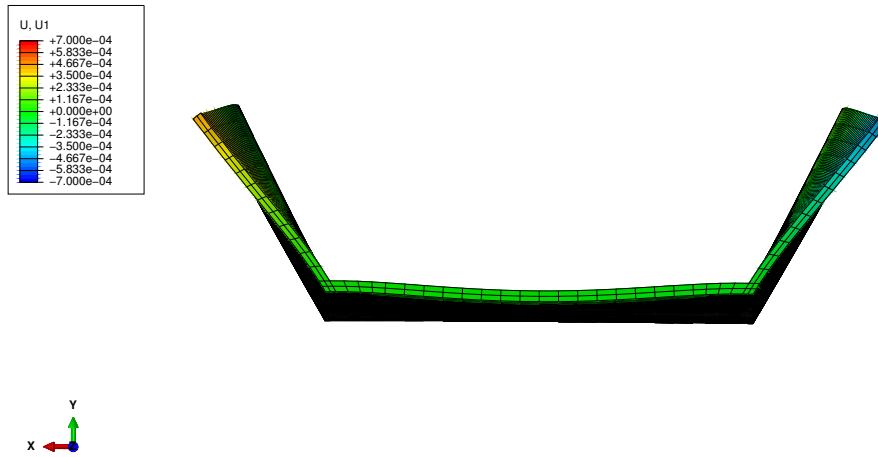
Figur 5.17: Deformation i spontfoten med 50 gångers förstoring för  $E_j = 50000$  MPa.



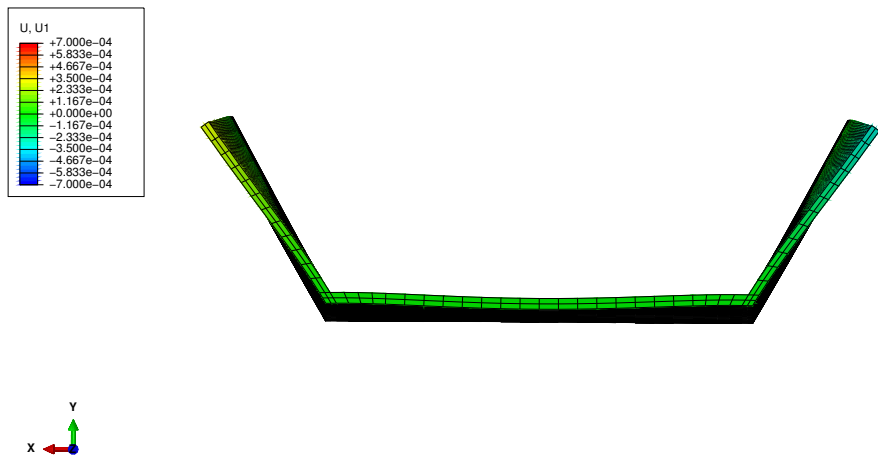
Figur 5.18: Deformation i spontfoten med 50 gångers förstoring för  $E_j = 1200$  MPa.



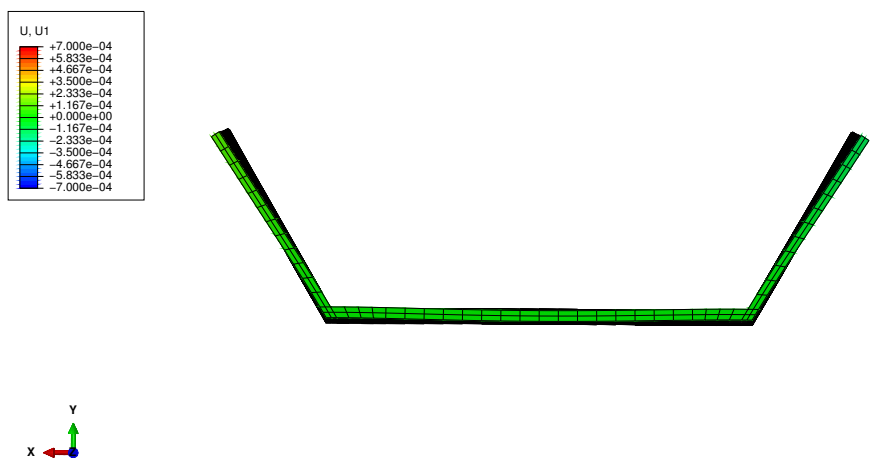
Figur 5.19: Deformation i spontfoten med 50 gångers förstoring för  $E_j = 900$  MPa.



Figur 5.20: Deformation i spontfoten med 50 gångers förstoring för  $E_j = 600$  MPa.

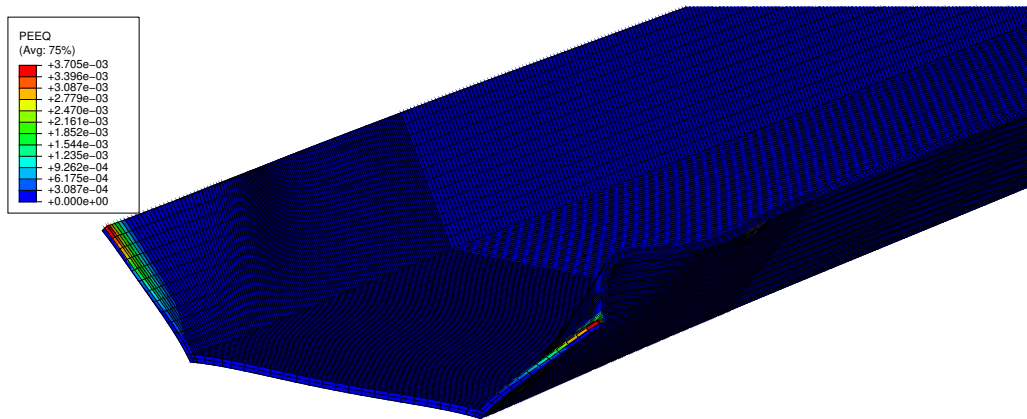


Figur 5.21: Deformation i spontfoten med 50 gångers förstoring för  $E_j = 300$  MPa.



Figur 5.22: Deformation i spontfoten med 50 gångers förstoring för  $E_j = 100$  MPa.





**Figur 5.23:** Plastisk töjning (PEEQ) från analysen med  $E_j = 50000$  MPa.

Det kan observeras att deformationsmoden för granitanalysen och de två morän-analyserna med högst elasticitetsmodul överensstämmer med den sinusformade moden som förväntas vid buckling, i synnerhet i flänsarna. Från figur 5.12 kan emellertid inte något plötsligt bortfall av bärförmåga eller efterkritisk bärförmåga observeras, jämför figur 2.12. Det är möjligt att det inte hade behövts särskilt mycket mer kraft för att spontfoten skulle buckla, det är värt att ha i åtanke då en längre spontplanka drivs eftersom den har mer massa.

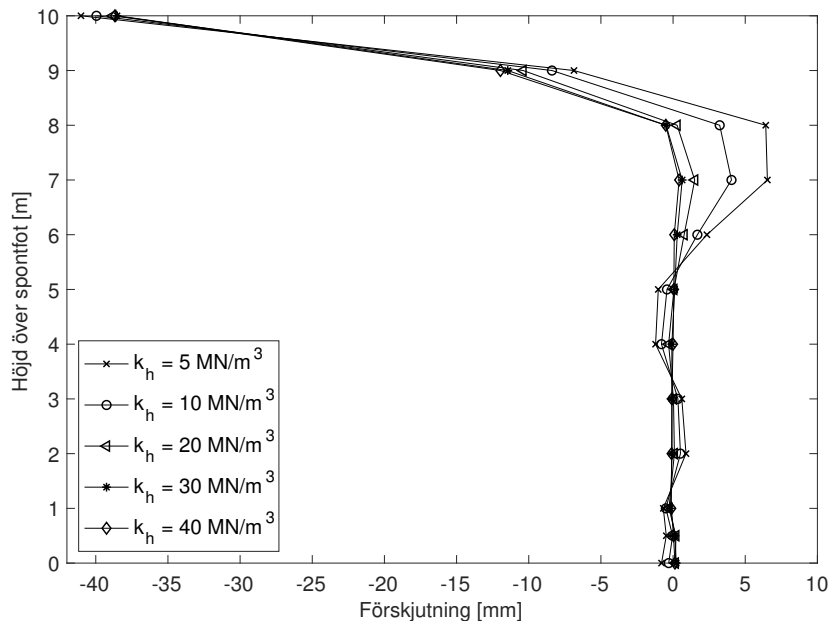
I granitanalysen sker dessutom begränsad plastisk töjning i flänsarna, se figur 5.23. Med PEEQ avses *Equivalent plastic strain* vilket enklast beskrivs som töjningsvarian-ten av von Mises-effektivspänning, se vidare *Abaqus Analysis User's Manual* (2010). Detta är i all väsentlighet att betrakta som brott (se också avsnitt 5.1) trots att brott-villkoret har ansatts till buckling i det här examensarbetet. Skälet till detta är att den plastiska töjningen kommer att bli värre allteftersom, i synnerhet på grund av geometrisk icke-linjäritet. Det är värt att ha i åtanke att drivningsfrekvensen är 38 Hz i denna analys, med andra ord kommer åtskilliga neddrivningscykler ha skett innan maskinoperatören hinner reagera och avbryta drivningen.

## 5.7.2 Parameterstudie Lateral Bäddmodul

I detta avsnitt presenteras och analyseras resultat från parameterstudien på den late-rala bäddmodulen.

### Förskjutningar

Figur 5.24 visar hur den laterala förskjutningen längs spontplankan varierar med bädd-modulen. Som utdatapunkter används de tolv noder som beskrivs i avsnitt 5.2.5. Ut-datan kommer från tidpunkten för maximal kontaktkraft, se figur 5.13a.



**Figur 5.24:** Lateral förskjutning längs spontplankan för de olika bäddmodulerna, fjäderupplaget börjar vid 8,5 m.

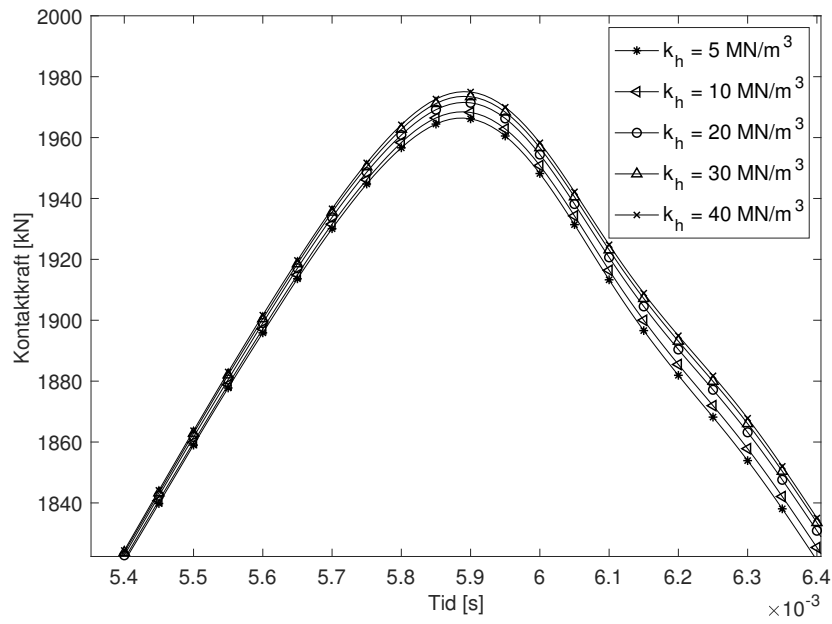
Merparten av spontplankans laterala förskjutning sker ovan markytan, det vill säga där fjäderupplagen saknas. Maximalt uppgår förskjutningen till cirka 40 mm ovan markytan, medan den är maximalt 7 mm precis under.

Det kan konstateras att knäckning sannolikt inte sker ens i de lösaste lerorna under förutsättning att de bäddmoduler som Bowles (1988) presenterar som referensvärden är giltiga. Det ska noteras att den empiriska ekvationen för bäddmodulen i en kohesionsjord under korttidslast (ekvation 2.22a) som presenteras av Olsson och Holm (1993) ger väsentligt lägre värden. Till exempel skulle en lera med  $c_u = 10$  kPa ha en lateral bäddmodul  $k_h = 0,33$  MN/m<sup>3</sup> för en Larssen 603 ( $d_p = 0,6$  m).

Eulerknäcklasten utan lateralt stöd kan beräknas med ekvation 2.17 och med lateralt stöd enligt ekvation 2.21. Under antagande om knäckning i y-led (se figur 5.3) innebär det i förekommande fall att den analytiska knäcklasten är 505 kN utan lateralt stöd, 9,8 MN med bäddmodulen  $k_h = 5$  MN/m<sup>3</sup> och 2,5 MN med bäddmodulen  $k_h = 0,33$  MN/m<sup>3</sup>. Risken för knäckning får alltså fortsatt anses relativt liten trots dispariteten mellan källorna.

### Kontaktkraft mellan spantfot och jordyta

I figur 5.25 visas den totala kontaktkraften för de olika bäddmodulerna.



**Figur 5.25:** Total kontaktkraft för olika bäddmoduler.

Kontaktkraften är som högst 1975 kN och som lägst 1966 kN. Det kan konstateras att bäddmodulens inverkan på kontaktkraftens storlek är mycket liten.



# 6 Slutsats och förslag på fortsatt arbete

## 6.1 Slutsats

Skador i spontfoten är ett välkänt fenomen. De möjligheter som existerar för att prediktera när och om dessa sker är dock för närvarande begränsade. Det finns metoder tillgängliga för att beräkna det dynamiska jordmotståndet i spontfoten men dessa tenderar att baseras på en sonderingsmetod som är olämplig att använda i hårda jordar. Ett stoppkriterium är beroende av ett brottkriterium att jämföra påkänningen med och brottkriteriet är i sin tur beroende av spontplankans geometri och materialegenskaper. I nuläget fordras istället en mer avancerad analys, exempelvis såsom utförs i detta examensarbete, för att utvärdera om risk för skador föreligger. Det gör analysen tämligen opraktisk att använda i ett verkligt projekt.

I avsnitt 4 presenteras en enkel strukturdynamisk modell som möjliggör en uppskattning av hur stor kraften som levereras av vibratorn blir baserat på vibratorns parametrar, spontplankans styvhet och jordens styvhet. Modellen är begränsad i sin möjlighet att ta hänsyn till andra motståndskrafter än jordmotståndet i spontfoten, såvida inte dessa kan beskrivas med samma fjäder (lumpas). Denna typ av uppskattning är nödvändig för drivbarhetsanalyser generellt. Nuvarande metoder för att uppskatta kraften tenderar att begränsas till användandet av en centrifugalkraft som reduceras med en effektivitets- eller dämpningsfaktor. Dessa faktorer saknar fysikalisk betydelse och består endast i en kurvanpassning till experimentella data, något som påpekades först av Whenham och Holeyman (2012). Slutligen bör nämnas, med utgångspunkt i figur 4.3, att den centrifugalkraft som anges i tekniska datablad och litteraturen inte är ett lämpligt kapacitetsmått utan drivkraften måste utvärderas för varje spont-jordvibratorförhållande. Vibratorn som valts i detta examensarbete förmår inte leverera mer än 60% av dess specificerade centrifugalkraft trots att jordens fjäderstyvhet fått egenskaperna för granit.

FE-analyserna som utförs i det här examensarbetet visar inte på brott enligt ansatt brottvillkor, följaktligen saknas en enhetlig brottmod att basera ett stoppkriterium på och skälet till detta är troligen modellens uppbyggnad. Precis som påpekades i avsnitt 5.7.1 visar i synnerhet granitanalysen tecken på att buckling är på väg att ske (se den sinusformade deformationsmoden i figur 5.17) och dessutom begränsad plastisk töjning i flänsarna. Det innebär att spontplankan är nära sin kapacitet med avseende på det ansatta brottvillkoret. Det innebär i sin tur att en modell där hänsyn tas till att ett mer realistiskt scenario där en del av tvärsnittet (istället för hela) angriper ett block eller en sten i en morän, eventuellt i en vinkel, möjligen skulle gå till brott.

Ett mer svårbedömt brottvillkor än buckling är plasticering. Begränsad plasticering kan iakttas i figur 5.23, denna sorts deformation är troligen vad som slutligen leder

till materialbrott (se till exempel figur 3.4) men är mycket svårt att basera ett stoppkriterium på. En konsekvens av att endast granitanalysen gav upphov till plasticering är att moränanalyserna i praktiken har körts utan någon dämpning eftersom ingen annan form av dämpning har använts i modellen, se vidare avsnitt 5.2.2.

Från parameterstudien på den laterala bäddmodulen kan det konstateras att risken för knäckning är mycket liten under drivning. Dessutom kan det konstateras att bäddmodulens inverkan på kontaktkraftens storlek är försumbart liten. Det innebär att en förenklad modell utan Winklerfjädrar, med konventionellt upplag, troligen skulle ge lika bra resultat.

Resultaten från det här examensarbetet är inte tillräckliga för att etablera ett stoppkriterium vid vibrodrivning av stålspont. Det är dock troligt att den akustiska förändringen vid hård drivning såsom Viking (2019) vittnar om kan observeras vid en jämförelse mellan accelerationsdiagrammen för granitanalysen respektive moränanalyserna. En påtaglig förändring av accelerationsamplituden mellan moränanalyserna kan eventuellt också användas som en indikator för problem. Viss insikt i vad som sker i kontakten mellan spontfot och jord har också erhållits, däribland det faktum att kontaktkraften mellan gripklon och sponthuvudet inte är ekvivalent med den kraft som spontfoten upplever utan den förstoras eftersom det är fråga om ett stötförlopp.

## 6.2 Förslag på fortsatt arbete

Den analytiska modellen som presenteras i avsnitt 4 är en enkel modell som baseras på flera antaganden, framförallt bör nämnas att spontplankans påverkan på dynamiken bortses ifrån. Det vore av intresse att utvärdera hur väl denna modell fungerar jämfört med den mer avancerade modellen som Whenham och Holeyman (2012) presenterar, och dessutom de kommersiella programvaror som baseras på vågekvationen såsom GRLWEAP. En mer rigorös undersökning av stötförloppet som uppstår mellan spontfot och jord behövs också eftersom den dynamiska lastförstoringen inte kan erhållas direkt ur den föreslagna enfrihetsgradsmodellen.

För att upprätta ett stoppkriterium för vibrodriven stålspont fordras att kraftspelet är känt och att ett brottkriterium att jämföra kraftspelet med finns. Kontaktkraften mellan spontfot och jord kan predikteras under planeringsfasen med hjälp av exempelvis modellen som presenteras i avsnitt 4, under drivningen måste dock mätningar göras i real-tid för att kvantifiera kraften och denna aspekt behöver utredas vidare. Ett (eller flera) brottkriterium att jämföra kraften mot behöver också etableras, framförallt bör analyser där kontakten varierar i högre utsträckning göras.

Det finns också utrymme för förbättringar i FE-modellen. Bland annat bör en plasticeringsmodell även användas till jordmodellen. På jordmodellens ränder bör så kallade *infinite elements* användas för att undvika att spänningsvågor studsar tillbaka mot kontaktytan och stör resultaten. Dessutom vore det av intresse att undersöka huruvida en modell där endast en del av spontfoten angriper ett block, möjligen i en vinkel, går till brott och i så fall hur den går till brott.

# Litteratur

- Abaqus Analysis User's Manual* (2010). Ver. 6.10. Dassault Systemes SE.
- Aldridge, T.R., T.M. Carrington och N.R. Kee (2005). "Propagation of pile tip damage during installation". I: *Frontiers in Offshore Geotechnics: Proceedings of the International Symposium on Frontiers in Offshore Geotechnics*. Utg. av S. Gourvenec och M. Cassidy. 19–21 september. Perth, Australien, s. 823–827.
- Austrell, Per-Erik (2019). *Personlig kommunikation*.
- Axelsson, Gary och Sadek Baker (2007). *Slagna friktionspålar*. Linköping: Pålkommisionen Rapport 103.
- Barbour, R. och C.T. Erbrich (1995). "Analysis of soil skirt interaction during installation of bucket foundations using ABAQUS". I: *Proceedings of ABAQUS Users Conference*. 31 maj – 2 juni. Paris, Frankrike, s. 101–117.
- Bathe, Klaus-Jürgen (2014). *Finite Element Procedures*. 2. utg. Prentice Hall, Pearson Education, Inc.
- Bowles, Joseph E. (1988). *Foundation Analysis and Design*. Utg. av Anne T. Brown och John M. Morriss. 4. utg. McGraw-Hill, Inc.
- Chopra, Anil K. (2011). *Dynamics of Structures - Theory and Applications to Earthquake Engineering*. 4. utg. New Jersey: Prentice Hall, Pearson Education, Inc.
- Deeks, A.J. och M.F. Randolph (1995). "A Simple Model for Inelastic Footing Response to Transient Loading". I: *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics* 19, s. 307–329.
- Deep Foundations Institute (2015). *Comparison of Impact Versus Vibratory Driven Piles: With a focus on soil-structure interaction*. Tekn. rapport 14007-01.
- Erbrich, C.T., E. Barbosa-Cruz och R. Barbour (2010). "Soil-pile interaction during extrusion of an initially deformed pile". I: *Frontiers in Offshore Geotechnics II: Proceedings of the Second International Symposium on Frontiers in Offshore Geotechnics*. Utg. av S. Gourvenec och D. White. 8–10 november. Perth, Australien, s. 489–494.
- Fredriksson, Anders, Åke Bengtsson och Per-Evert Bengtsson (1991). *Beräkning av dimensionerande bärförmåga för slagna pålar med hänsyn till pålmaterial och omgivande jord*. Linköping: Pålkommisionen Rapport 84.
- Grahn, Ragnar och Per-Åke Jansson (2013). *Mekanik - Statik och Dynamik*. 3:5. Studentlitteratur.
- Guillemet, C. (2013). "Pile-Soil Interaction during Vibratory Sheet Pile Driving - A Full Scale Field Study". Examensarb. Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, Division of Soil och Rock Mechanics.
- Hansbo, Sven och Gunnar Kärrholm (1977). *Soil-Structure Interaction - A background discussion for the Swedish Council for Building Research*. D10:1977. Stockholm: Statens råd för byggnadsforskning.
- Heyden, Susanne, Ola Dahlblom, Anders Olsson och Göran Sandberg (2008). *Introduktion till Strukturmekaniken*. 4:7. Lund: Studentlitteratur AB.
- Hoesch Spundwand und Profil (2012). *Product range sheet pile sections*. [Broschyr].

- Holeyman, A., C. Peralta och N. Charue (2015). "Boulder-soil-pile dynamic interaction". I: *Frontiers in Offshore Geotechnics III*. Utg. av Meyer. 10–12 juni. Oslo, Norge, s. 563–568.
- International Construction Equipment (u.å.). *Spec Sheet ICE 36RF-ts*. [Broschyr].
- International Press-in Association (2019). *What is the Press-in Method?* URL: <https://www.press-in.org/en/page/engineering>. [2019-02-20].
- Lysmer, J. och F.E. Richart (1966). "Dynamic response of footing to vertical loading". I: *Journal of the Soil Mechanics and Foundations Division* 92. ASCE, s. 65–91.
- Massarsch, K.R., B.H. Fellenius och A. Bodare (2016). "Fundamentals of vibratory driving of piles and sheet piles". I: *Geotechnik* 40, nr. 2, s. 126–141. DOI: 10.1002/gete.201600018.
- Massarsch, Rainer (2000). *Vibratorers användningsmöjligheter vid drivning av pålar och spont*. Linköping: Pålkommissionen Rapport 99.
- MSL Engineering Limited (2001). *A study of pile fatigue during driving and in-service and of pile tip integrity*. Tekn. rapport till The Health and Safety Executive. Ascot, United Kingdom.
- Nikishkov, G.P. (2009). *Introduction to the Finite Element Method*. 2009 Lecture notes. University of Aizu, Japan.
- Olsson, Connie och Göran Holm (1993). *Pålgrundläggning*. Statens geotekniska institut. Solna: AB Svensk Byggtjänst.
- Ottosen, Niels och Hans Petersson (1992). *Introduction to the Finite Element Method*. Harlow, England: Pearson Education Limited.
- Palmer, L.A. och J.B. Thompson (1948). "The earth pressure and deflection along the embedded lengths of piles subjected to lateral thrusts". I: *Proceedings of the 2nd International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering*. Rotterdam, Nederländerna.
- Poulos, H.G. och E.H. Davis (1980). *Pile Foundation Analysis and Design*. New York: John Wiley & Sons.
- Randolph, M. (2018). *Potential Damage to Steel Pipe Piles During Installation*. IPA Newsletter Vol. 3 Nr. 1. International Press-in Association.
- Rodger, A.A. och G.S. Littlejohn (1980). "A study of vibratory driving in granular soils". I: *Géotechnique* 30, nr. 3, s. 269–293.
- Ruukki (u.å.). *Ruukki stålrörspålar - Anvisningar för projektering och installation*. [Broschyr].
- Smith, E.A.L. (1960). "Pile Driving Analysis by the Wave Equation". I: *Journal of Soil Mechanics and Foundations* 86. American Society of Civil Engineers. Augusti 1960.
- Sollervall, Håkan och Bo Styf (2006). *Transformteori för ingenjörer*. 3. utg. Lund: Studentlitteratur.
- SSAB (u.å.). *RD Pile Wall - Design and Installation Manual*. [Broschyr].
- Statens geotekniska institut (2019). *Stödkonstruktioner*. URL: <http://www.swedgeo.se/sv/vagledning-i-arbetet/grundlaggning-och-forstarkning/stodkonstruktioner/>. [2019-01-20].
- Terzaghi, K. (1955). "Evaluation of Coefficients of Subgrade Reaction". I: *Géotechnique* 5, nr. 4, s. 297–326.
- Trafikverket (2015). *Förbifart Stockholm*. URL: <https://www.trafikverket.se/om-oss/pressrum/Bilder-och-filmer/Bilder/Vag--och-jarnvagsprojekt/Forbifart-Stockholm/>. [2019-02-15].



- (2018a). *Bakgrund Förbifart Stockholm*. URL: <https://www.trafikverket.se/nara-dig/Stockholm/projekt-i-stockholms-lan/Forbifart-stockholm/Om-projektet/Bakgrund/>. [2019-02-15].
  - (2018b). *Om E4 Förbifart Stockholm-projektet*. URL: <https://www.trafikverket.se/nara-dig/Stockholm/projekt-i-stockholms-lan/Forbifart-stockholm/Om-projektet/>. [2019-02-15].
  - (u.å.). *Skadad spontfot*. [Fotografi]. Internt fotoarkiv Förbifart Stockholm. [2018-07-15].
- Van Rompaey, D., C. Legrand och A. Holeyman (1995). “A prediction method for the installation of vibratory driven piles”. I: *WIT Transactions on the Built Environment*. Utg. av C.A. Brebbia och A.S. Cakmak. Vol. 15.
- Viking, Kenneth (2002). “Vibro-driveability - a field study of vibratory driven sheet piles in non-cohesive soils”. Diss. Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, Department of Civil och Architectural Engineering. URL: <http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:se:kth:diva-3358>.
- (2019). *Personlig kommunikation*.
- Whenham, Valerie och Alain Holeyman (2012). “Load Transfers During Vibratory Driving”. I: *Geotechnical and Geological Engineering* 30. DOI: 10.1007/s10706-012-9527-0.
- Åkesson, B. (2005). *Buckling - ett instabilitetsfenomen att räkna med*. Lund: Studentlitteratur.